

Von dieser Zeitschrift erscheinen jährlich 24 Nummern in 30 bis 36 Bogen und 24–30 Blättern Zeichnungen. — Bestellungen nehmen alle Buchhandlungen des In- und Auslandes an. Der halbe Jahrgang kostet 3 fl. G. M., der ganze Jahrgang 6 fl., mit Postversendung 6 fl. 36 kr. G. M.

# Zeitschrift

des

## österreichischen Ingenieur-Vereines.

VI. Jahrgang.

Ankündigungen, welche dem Zwecke der Zeitschrift entsprechen, werden aufgenommen und vor-  
10 frei erbeten. Einrückungsgebühr für die gedruckte Zeitschrift für einmal 4 fr., für zweimal 6 fr., für dreimal 8 fr. G. M.

Adresse:  
Euchlauben Nr. 562.

Nr. 7. u. 8.

Wien, im April.

1854.

Inhalt: Ueber Konstruktion von Berglokomotiven; von W. Engerth. — R. f. Verordnung über zu beobachtende Sicherheitsmaßregeln gegen die Gefahr der Explosion bei Dampfmaschinen. — Generalagentie der Eisenindustrie des österr. Kaiserstaates. — Besprechungen u. s.: Elementare und analytische Behandlung der Cycloiden; von Dr. J. e h m e. — Anleitung zur Räder-Verzahnung; von W. M i t t i n g e r. — Mittheilungen vom Vereine. — Inserate.

Anmerkung. Die zugehörigen Zeichnungsblätter 15, 16, 17 und 18 liegen bei.

### Ueber Konstruktion von Gebirgs-Lokomotiven.

Von k. k. technischen Rathe W. Engerth.

(Fortsetzung von Nr. 3 u. 4.)

(Mit den Zeichnungsblättern 15, 16 und 17.)

#### Konstruktion der für den Betrieb der Semmeringbahn als geeignet angenommenen zehnräderigen Tender-Lastzugs-Lokomotive (System Engerth).

Nachdem die Konfurslokomotive so wie die verschiedenen vorhergehend besprochenen Projekte für die Konstruktion einer Berglokomotive aus den an den betreffenden Orten angeführten Gründen für den Bau der Semmeringlokomotive nicht als geeignet erkannt wurden, daher auch keine Lokomotivkonstruktion vorlag, welche mit voller Beruhigung bei dem Baue der zu bestellenden Betriebsmaschinen für die Semmeringbahn hätte zu Grunde gelegt werden können, so war vor Allem die Frage zu erörtern, ob es nicht zweckmäßiger sei, statt der Einführung eines neuen, immer erst zu erprobenden Lokomotivsystemes, die auf den übrigen theilweise mit scharfen Bogen versehenen Staatsbahnen bereits erprobten kräftigen Lastzugslokomotive auch für den Semmeringbetrieb zu verwenden. Die stärksten Lastzugsmaschinen der nördlichen und südlichen k. k. Staatsbahn sind achträderig und mit einem drehbaren Vordergestelle versehen. Die Feuerfläche beträgt circa 1000 Quadratfuß, die 134 Stück Feuerrohre sind 14 Fuß lang, der Cylinderdurchmesser beträgt  $15\frac{1}{3}$ ", der Kolbenhub 22" und der Durchmesser der vier gekuppelten Triebräder, auf welchen ein Adhäsionsgewicht von circa 335 Zentner liegt, beträgt vier Fuß.

Diese Lokomotive sind im Stande bei vollkommen günstiger Witterung auf horizontaler Bahn, exklusive des Tenders, welcher mit 240 k. Fuß Wasser und einer Kubiklast Holz ausgerüstet, circa 345 Ztr. wiegt, eine Bruttolast von 11 000 Zentner mit drei Meilen Geschwindigkeit fortzuschaffen.

Das Gewicht der Lokomotive beträgt 515 Zentner, und nach den abgeführten Proben waren sie im Stande, auf der Semmeringbahn bei günstiger Witterung 1200 bis 1400 Zentnern Bruttolast zu befördern. Wird auch ihre normale Leistungsfähigkeit mit Rücksicht auf ungünstige Witterungsverhältnisse vermindert, andererseits aber berücksichtigt, daß es keinem Anstande unterliegt, nach diesem Systeme auch noch die Maschinen durch geringe Vergrößerungen der Feuerfläche und des Kolbendurchmessers so wie der Adhäsionsbelastung etwas kräftiger zu bauen; so kann ohne Irrthum die mittlere Leistungsfähigkeit solcher achträderiger Lokomotive für die Semmeringbahn mit 1200 Zentner angesetzt werden.

Es unterliegt daher keinem Anstande, auf der Semmeringbahn den Betrieb mit den gewöhnlichen achträderigen Lokomotiven durchzuführen,

welche entweder einzelne Züge von 3 bis 4 Wagen und einem Bruttogewichte von 1200 Zentnern, oder mit einem Vorspann einer zweiten Maschine entsprechend größere Züge ohne Anstand befördern würden.

Es ist jedoch nicht zu verkennen, daß bei diesen Maschinen das Verhältniß der Adhäsionsbelastung zum ganzen toten Gewichte der Lokomotive und des Tenders sehr ungünstig ist, und daß für eine Gebirgsbahn, bei welcher wie bei der Semmeringstrecke die nachtheiligen Einwirkungen des rauhen Klimas zu überwinden sind, und bei welcher der Reibungskoeffizient der Triebräder oft kleiner wird als auf ebenen Bahnen, eine größere Belastung der Triebräder relativ zum ganzen Gewichte der Maschine und des Tenders wünschenswerth erscheint.

Wie oben bemerkt, wiegt die ausgerüstete Lokomotive sammt Tender 860 Zentner, wovon bloß 335 Zentner, also circa 39% als Adhäsionsgewicht benützt wird, und würde auch die Lokomotive noch um 15 Zentner schwerer gemacht und diese ganze Gewichtszunahme auf die Triebräder übertragen, so würde bei einem Gesamtgewichte von 875 Zentnern, das Adhäsionsgewicht 350 Zentner, noch immer bloß 40% betragen.

Eine größere Belastung der Triebräder ist nicht thunlich, da diese eine Entlastung des Vordergestelles zur Folge hätte, und wiederholt vorgekommene Entgleisungen solcher achträderiger Maschinen zur Genüge dargethan haben, wie wichtig für den sicheren Gang der Lokomotive eine entsprechende Belastung des Druckgestelles sei. Bei der letzteren Annahme könnte die Maschine die oben angeführten 1200 Zentner auf der Steigung von  $\frac{1}{40}$  und den scharfen Krümmungen von 150 Klafter Radius, nur bei einem Reibungskoeffizienten von circa  $\frac{1}{6}$  fortbringen, und nachdem dieser auf der Semmeringbahn voraussichtlich öfter als auf den ebenen Bahnen unter die angeführte Grenze, ja unter  $\frac{1}{6}$  sinkt, so würden die Züge bloß aus diesem Grunde verhältnißmäßig mehr, als auf ebenen Bahnen Vorspannmaschinen bedürfen. Ferner ist der muthmaßliche große Verkehr dieser Bahn ins Auge zu fassen. Nach einer angestellten Berechnung werden, bei einer Annahme des Bruttogewichtes der Züge mit 2000 Zentnern, auf der Semmeringbahn mit Inbegriff der Personen- und Separatrails, dann der Verschönerung der eigenen Regiefrachten, täglich 13 Züge nach jeder Richtung verkehren, und wenn auch diese Annahme erst einer Bestätigung durch die Erfahrung bedarf, so ist es eine bekannte Thatsache, daß bei Eisenbahnen bis jetzt immer der wirklich eingetretene Verkehr den a priori berechneten überschritten hat. Die nöthige Vorsicht gebietet daher, bei der Kalkulation der zu treffenden Dispositionen eher auf einen größeren als einen kleineren Verkehr zu rechnen.

Wenn daher die einzelnen Züge bloß in einem Gewichte von 1200 Zentnern zusammengestellt und über den Semmering befördert werden sollten, so würde sich entweder die wahrscheinliche Anzahl der täglich verkehrenden Züge auf 20 herausstellen, oder man wäre gezwungen jeden Zug größer zu machen, und mittelst zweier Lokomotive zu befördern.

Es ist nun einleuchtend, daß im ersten Falle die tägliche Beförderung einer so großen Anzahl von Zügen, wenn auch thunlich, doch jedenfalls wo möglich im Interesse der Regelmäßigkeit und Oekonomie des Betriebes vermieden werden soll; im zweiten Falle aber, wo regelmäßig jeder Zug mit zwei Maschinen befördert wird, es häufig bei ungünstiger Witterung nöthig sein wird eine dritte Hilfsmaschine vorzuspannen, ein Fall, welcher bei jeder rationell geleiteten, namentlich aber bei einer Gebirgsbahn, aus Sicherheitsrücksichten so weit nur thunlich zu vermeiden ist.

Endlich liegt es auch auf der Hand, daß in dem Maße als mehr Lokomotive oder Züge zur Fortschaffung derselben Last nöthig werden, auch die Anzahl des Führer- und Zugbegleitungspersonales und mit diesem die Betriebskosten zunehmen müssen, abgesehen von den Kosten der ausgedehnteren Bauten, welche zur Unterbringung und Reparatur der größeren Anzahl von Maschinen nöthig werden.

Dies sind die vorzüglichsten Gründe, welche, abgesehen von dem Brennstoffe und sonstigen Ersparnissen, welche bei einer Verwendung stärkerer Maschinen angehoft werden könnten, die Einführung kräftiger und für den Betrieb der Semmeringbahn mehr als die gewöhnlichen Lokomotive geeigneten, eigentlichen Berglokomotive wünschenswerth machen, und es konnte mit Zuversicht angenommen werden, daß für die neuen Anforderungen einer neuen Bahn auch eine andere Lösung der Aufgabe als die Einführung der für andere Verhältnisse gebauten Maschinen gefunden werden könne.

Die bis jetzt ausgeführten Gebirgsbahnen sind meistens nur kurz und werden als eine örtliche Steigung der ebenen Bahnen betrachtet und als solche behandelt; die  $5\frac{1}{2}$  deutsche Meilen lange Semmeringbahn kann als solche nicht mehr angesehen werden, sie ist eine Bahn, welche aus ökonomischen Rücksichten einen für sich abgeschlossenen Betrieb erheischt und mit ihr tritt das Eisenbahnwesen in eine neue Phase, begleitet von der Aussicht auf die erspriesslichsten und wichtigsten Erfolge.

Der geniale Erbauer der Semmeringbahn hat vorsichtig die ganze Anlage an jene Grenze gestellt, wo noch mit geringen Opfern der erprobte Betrieb der ebenen Bahnen auf die kühne Gebirgsbahn übertragen werden kann, dem Fortschritte im Maschinenbaue aber noch ein weites Feld offen ist. Auf die Erfolge der jetzt abgelaufenen wenigen Jahre rückblickend, konnte er auch ohne Illusion eine Unterstützung von Seite des Maschinenbaues bei der Durchführung dieser großartig erdachten und mit Sicherheit zur Vollendung gebrachten Anlage erwarten; denn ist es gelungen in verhältnismäßig kurzer Zeit die Lokomotive den verschiedenen und immer gesteigerten Anforderungen anzupassen, hat man Lokomotive für bloße Botenfahrten, zur Fortschaffung großer Lasten, für ungeheueren Geschwindigkeiten, je nachdem sich das Bedürfnis ausgesprochen hat, einem bestimmten Zwecke anpassen können, so werden die Maschinenbauer auch für wirkliche Gebirgsbahnen, von welchen die Semmeringbahn im strengen Sinne des Wortes die erste den Reigen eröffnet, den Lokomotivbau anpassend zu konstruieren und bei großer Leistung der Maschine Gelenkigkeit derselben mit genügender Adhäsionsbelastung zu vereinigen vermögen.

Das bis jetzt gestellte Programm einer Semmeringlokomotive war: „eine verhältnismäßig sehr große Leistung, ein gleich leichtes Durchfahren der schärfsten Kurven wie der geraden Bahn und doch Benützung des gesammten Gewichtes der Maschine und des Tenders als Adhäsionsbelastung.“ Diese Lösung ist bis jetzt vollkommen noch nicht gelungen, die Aufgabe wäre daher gegenwärtig dahin zu stellen, eine Lokomotive zu konstruieren, welche in ihrer Leistung stärker ist, als die auf ebenen Bahnen üblichen, zur Durchfahrung scharfer Kurven wo möglich geeigneter als die bekannten Maschinen ist, und bei welcher das Adhäsionsgewicht möglichst vergrößert und mit ihrer Leistung in Einklang gebracht wird.

Was die Größe der zu konstruierenden Semmeringlokomotive anbelangt, so bestimmte die Preisausschreibung eine Leistung von 2500 Zentner Bruttolast auf der Steigung von  $\frac{1}{40}$ ; dieß ist aber auch die Grenze nicht der möglichen, aber vor der Hand wünschenswerthen Leistungsfähigkeit.

Auf der Semmeringbahn sollen nämlich die Fahrzeuge der aufsteigenden Bahnen verkehren, daher kein größerer Zug auf einmal auf der Gebirgsbahn befördert werden sollte, als die Haltbarkeit der Zugbestandtheile der Wagen mit Rücksicht auf ihre relative Schwere auf der Steigung zuläßt, welche bei einer Beförderung von Zügen von 2500 Zentnern auf der Steigung von  $\frac{1}{40}$  bereits eben so viel als bei den größten üblichen Zügen auf den ebenen Bahnen in Anspruch genommen werden.

Das mittlere Bruttogewicht der auf der Semmeringbahn mit einer Maschine auch noch bei nicht vollkommen günstigen Witterungsverhältnissen fortzuschaffenden Züge, kann daher mit 2000 bis 2500 Zentnern angenommen werden, ein Gewicht, welches auch für die bestehenden Verkehrsverhältnisse vollkommen genügt.

Die innere oder wirkliche Feuerfläche einer Maschine für eine solche Leistung wird nach den auf der Semmeringbahn abgeführten Proben, selbst bei Annahme einer mittleren Fahrgeschwindigkeit von 2 Meilen mit höchstens 1400 Quadratfuß, oder an äußerer Heizfläche, wie gewöhnlich gerechnet wird, circa 1600 Quadratfuß vollkommen ausreichend sein. Das Gewicht der Lokomotive und des Tenders wird sich nach dem Baue derselben verändern, nach der vergrößerten Feuerfläche zu schließen, dürfte es gegen 1000 Zentner betragen. Wird nun das Gewicht der Maschine sammt Tender mit 1000 Zentner angenommen, und soll die Lokomotive bei mittleren guten Witterungsverhältnissen, d. h. einem Reibungskoeffizienten von circa  $\frac{1}{8}$  noch 2000 Zentner Bruttolast auf der Steigung von  $\frac{1}{40}$  fördern können, so ist auf den Triebädern eine Belastung von circa 550 Zentner nöthig. Und soll dieses Adhäsionsgewicht auf die gewöhnliche Weise durch Kuppelung der Triebäder mittelst festen Kuppelstangen benützt und ein Rad nicht mehr als 125 Zentner belastet werden, so folgt daraus die Anwendung dreier mit einander gekuppelter Triebäderpaare, deren äußerste Achsenstellung aber nach den gemachten Erfahrungen nicht 8 Fuß überschreiten soll.

Da sich aber ein Kessel von 1600 Quadratfuß Feuerfläche und der dieser Feuerfläche entsprechende starke Bewegungsmechanismus auf drei so nahe aneinander gestellte Achsen ohne Gefährdung der Stabilität der Maschine nicht auflegen läßt; so wird noch eine weitere Unterstützung der Lokomotive durch Anbringung eines Drehgestelles nöthig.

Die wichtigste Bestimmung ist aber die Art der Anordnung dieses Drehgestelles. Wird ein vierräderiges Untergestelle unter den Vordertheil des Kessels gestellt, so erhält man die von der Maschinenfabrik Esslingen projektierte, im vorhergehenden Abschnitte beschriebene zehn-

räderige Lokomotive, deren Nachteile dort kurz angeführt wurden; viel vorteilhafter stellt sich aber die Verlegung des Untergestelles unter die Feuerkiste heraus, wodurch auch der Vortheil erwächst, daß auf die nun unter dem Kessel liegenden drei Triebbradachsen zur Vermehrung des Adhäsionsgewichtes das Tenderwasser aufgelegt, an der Führerplattform aber für die Aufnahme des Brennstoffes gesorgt werden kann, und dadurch das Mitführen eines angehängten Tenders ganz vermieden wird.

Eine solche Konstruktion wäre so anzusehen, als ob bei einer sechs-räderigen Lokomotive der angehängte vierräderige Tender unter die Feuerkiste geschoben und die Wasserkästen vom Tender entnommen und über die Triebräder gelegt würden. Um aber von dem Nutzen einer solchen Anordnung, die Lokomotive als Fuhrwerk betrachtet, eine klare Anschauung zu erhalten, wird es vor Allem nöthig, die Funktion eines Truckgestelles näher zu erörtern und den oft überschätzten Werth der gewöhnlichen Anordnung der Drehgestelle auf das richtige Maß zurückzuführen.

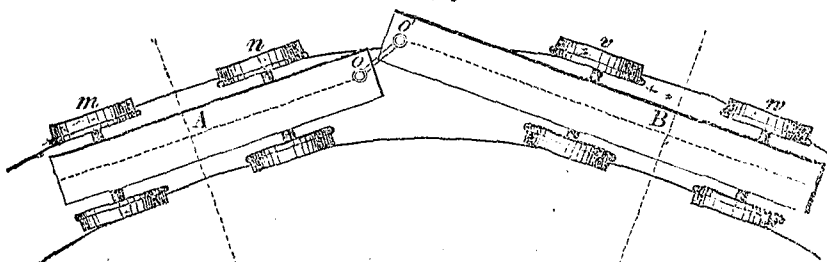
Untersuchung des Einflusses, welchen die verschiedenen Kuppelungsarten zweier vierräderiger Fuhrwerke auf das Durchlaufen in scharfen Bogen ausüben.

Zuerst muß bemerkt werden, daß wenn in einem Gestelle drei Achsen sehr nahe aneinander gestellt sind, z. B. nur 7 bis 8 Fuß weit, und überdies die mittlere Achse weniger als die äußeren belastet und mit leichter spielenden Federn versehen wird, so geschieht die Führung des Gestelles immer durch die äußeren Räderpaare und dasselbe kann als ein vierräderiges Fuhrwerk von der Achsenstellung der äußeren Achsen angesehen werden.

Es wird daher bei nachstehender Erörterung immer nur der Fall einer Kuppelung zweier vierräderiger Gestelle von ungleich weiter Achsenstellung angenommen, und die Aufgabe besteht nun in der Aufindung einer solchen Verbindungsart derselben; daß jedes Fuhrwerk beim Durchlaufen einer Kurve sich an den äußeren Schienenstrang so anlegen oder in den Bogen einstellen kann, als ob es unabhängig von anderen Gestellen allein laufen würde.

Die gewöhnliche Verbindung zweier vierräderiger Fuhrwerke oder der Lokomotive mit dem Tender besteht darin, daß die beiden Gestelle mittelst eines Zugseils oder einer Kette, welche in den beiden Befestigungspunkten  $o$  und  $o'$  drehbar ist, gekuppelt werden, wobei sich allerdings jedes Gestell in der Kurve so einstellen kann, daß die an dem äußeren Schienenstrange liegenden Räder  $m, n, v, w$  sich an denselben anlegen können, und das Gestell B die Richtung  $vw$  annimmt.

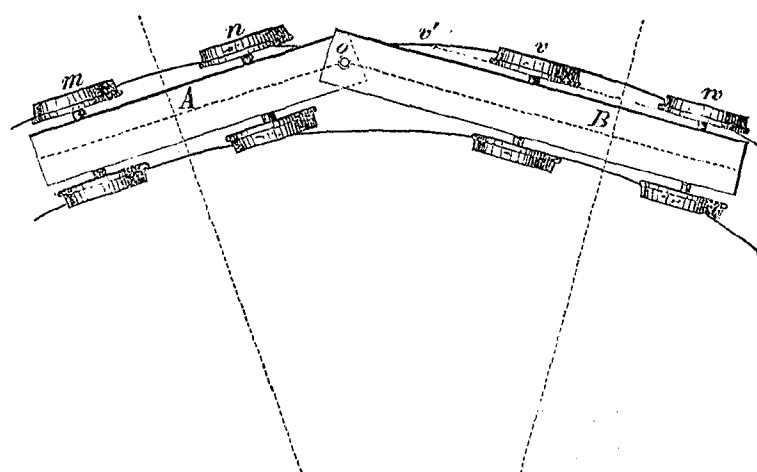
Fig. 1.



Bei dieser Anordnung aber kann jedes Gestelle für sich als ein unabhängiges Fuhrwerk gehen und schwanke, indem es sich um die

Stützpunkte  $m$  und  $v$  dreht und die Punkte  $o$  und  $o'$  unabhängig von einander bewegt werden.

Wird aber der Punkt  $o'$  nach  $o$  verlegt, wie in Fig. 2,



werden also beide Gestelle nur in einem Punkte verbunden, so kann eine Bewegung des Gestelles B um den Punkt  $v$  nicht mehr stattfinden, außer daß zugleich durch den Verbindungspunkt  $o$  auch das andere Gestell korrespondierend bewegt würde. Die beiden Gestelle bilden nun Ein in dem Punkte  $o$  gegliedertes Fuhrwerk, welches in der geraden Bahn als ein achträderiger Wagen zu betrachten ist, und daher wegen der größeren Länge der Achsenstellung viel ruhiger gehen wird als jedes Gestell für sich laufen würde\*).

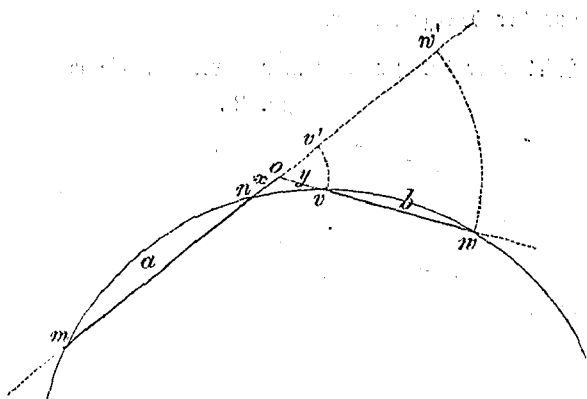
Aus Fig. 2 ist aber ersichtlich, daß wenn die Lage dieses Drehungspunktes  $o$  nicht richtig gewählt ist, — wie es in Fig. 2 absichtlich geschah, — das Vordergestelle dann in der Kurve nicht mehr so laufen kann, als ob es unabhängig vom Andern wäre, d. i. wie in Fig. 1, sondern daß das Rad  $v$  von dem Schienenstrange abgezogen wird, das Gestelle B daher nicht mehr in die Sehne  $vw$ , wie in Fig. 1, sondern in eine größere  $v'w$  sich einstellen muß. Es ist daher die Stellung der Achsen des Gestelles B in Bezug auf den Bogen der zu durchlaufenden scharfen Kurven dieselbe, wie bei einem vierräderigen Fuhrwerke von der Achsenstellung  $v'w$ , und überdies wird das Räderpaar  $v$  auf einer der Abwicklung der Radumfänge nicht entsprechenden Spurfläche laufen.

Sollen daher zwei vierräderige Fuhrwerke nur durch einen Schlußnagel, wie in Fig. 2, derart gekuppelt werden, daß dabei in einer beliebigen Krümmung jedes Gestelle sich immer in die Sehne seiner Achsenstellung einstellen kann, so kann die Stellung dieses Verbindungspunktes nicht willkürlich gewählt werden, sondern ist erst nach der Achsenstellung der beiden Gestelle und der Entfernung der beiden Achsen  $n$  und  $v$  auszumitteln.

Um diese richtige Stellung des Kuppelungspunktes  $o$  allgemein zu bestimmen, sei in beistehender

\*) Eine praktische Anwendung dieser Kuppelungsart wurde bei den englischen Eisenbahn-Personenwagen gemacht. Da nämlich die kleinen vierräderigen Personenwagen bei größeren Geschwindigkeiten eine selbst gefährliche Seitenschwankung annahmen, wurde in neuerer Zeit der Versuch gemacht, immer zwei Wagen auf die Fig. 2 beschriebene Weise zu kuppeln, wodurch aus zwei vierräderigen ein achträderiger Wagen gebildet wurde; der Erfolg war ein vollkommen befriedigender und den gemachten Voraussetzungen entsprechender.

Figur 3



die Achsenstellung des Gestelles A gleich  $a$ , jene des Gestelles B gleich  $b$ ; die Entfernung der beiden Achsen  $n$  und  $v$  gleich  $c$ ,

$no = x$ ,  $ov = y$  wobei  $x + y = c$  ist.

Soll nun der Punkt  $o$  so gewählt sein, daß die beiden in der geraden Bahn stehenden zwei Fuhrwerke  $mn$ ,  $v'w'$  in jedem beliebigen Kreisbogen sich um den Punkt  $o$  so drehen können, daß immer die beiden Achsenstellungen  $a$  und  $b$  Sehnen des Kreisbogens werden, so hat man zur Bestimmung von  $x$  oder  $y$  nachstehende zwei Gleichungen:

Für einen Bogen von beliebigem Halbmesser ist nach der Elementar-Geometrie:

$$x : y = b + y : a + x \text{ daher:}$$

$$x(a + x) = y(b + y) \quad 1.)$$

und nach obiger Annahme:

$$x + y = c \quad 2.)$$

Woraus folgt:

$$y = \frac{(a + c)c}{a + b + 2c} \quad 3.)$$

$$x = \frac{(b + c)c}{a + b + 2c} \quad 4.)$$

$$a = \frac{by + 2cy - c^2}{c - y} \quad 5.)$$

Sind daher bei zwei Fuhrwerken ihre Achsenstellung  $a$  und  $b$  so wie die Entfernung  $c$  der Gestelle gegeben, so läßt sich die Lage der Kuppelungspunkte  $o$  durch Berechnung von  $y$  oder  $x$  aus den Formeln 3 und 4 bestimmen. Aus den Formeln ist ersichtlich, daß die Lage des Kuppelungspunktes von dem Krümmungshalbmesser des Bogens unabhängig ist, und zwei richtig verbundene Fuhrwerke in jedem beliebigen Bogen sich immer in die ihrer Achsenstellung entsprechenden Sehnen einstellen können.

Aus den Formeln 3 und 4 ist ferner ersichtlich, daß, wenn die Achsenstellung gleich also für  $a = b$  auch  $x = y = \frac{c}{2}$  ist, der Drehungspunkt daher in der Mitte der Entfernungen der beiden Achsen  $n, v$  liegen soll; und daß, wenn eine Achsenstellung größer als die andere ist, der Punkt  $o$  zu der größeren Achsenentfernung näher rückt.

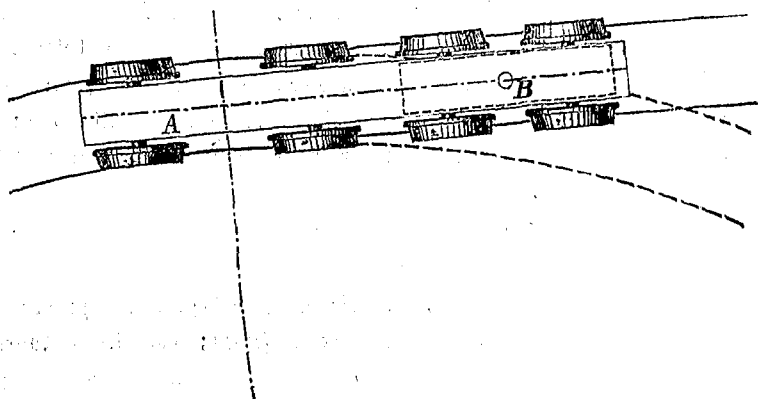
Bei Lokomotiven kommt nur der Fall vor, daß der Kessel sammt dem Bewegungs-Mechanismus mit dem einen und zwar meist mit dem ersten Gestelle A fest verbunden wird; und der über das erste Gestelle überhängende Vordertheil des Kessels auf ein zweites kleineres vierräderiges Gestelle B so aufgelegt wird, daß sich letzteres unter dem Rahmen des ersten verlängerten Gestellrahmens frei bewegen kann. In einem solchen Falle wäre es rationell, den verlängerten Rahmen des Gestelles A auf den Rahmen jenes B der Art bloß aufzulegen, daß in der vorhergehend als zweckmäßig bestimmten Verbindung der beiden Gestelle nichts geändert wird. In diesem Falle würde man

eine achträderige Lokomotive mit einem Truckgestelle erhalten, bei welchem aber der Drehungspunkt des Letzteren nicht wie bei den amerikanischen Maschinen in der Mitte des Gestelles liegt.

Eine solche Lokomotive wäre aber praktisch unausführbar, indem selbst für den Fall, daß der Druck des auf dem Truckgestelle liegenden Kesseltheils nur gering wäre, und die Achsenstellung des ersten Gestelles  $a$  groß genug, um eine ruhige Führung des Kessels zu bedingen, doch das vorangehende Gestell  $b$  von jenem  $a$  geschoben und nicht gezogen würde, daher gerade der Fall eintreten müßte, als ob vor der Lokomotive ein Tender voran geschoben würde, ein Fall, welcher aus Betriebsrücksichten nicht zulässig ist, indem dabei ein Entgleisen des vorgeschobenen vorangehenden Gestelles leicht möglich wird. Nach Rückwärts aber würde eine solche Lokomotive ganz gut gleich einer Maschine mit angehängtem Tender gehen können.

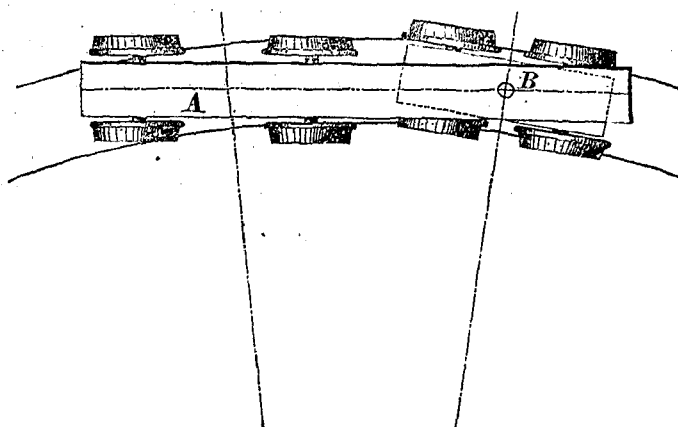
Um bei der Anordnung von Truckgestellen diesem Uebelstande abzuweichen, wird bei den gewöhnlichen achträderigen Lokomotiven mit Truckgestellen, der Drehpunkt von der eigentlichen richtigen Stelle in  $o$  nach dem Mittelpunkte des Truckgestelles  $m$ , wie in beistehender Figur, verlegt; dadurch wird zwar das leichtere Stattfinden einer Entgleisung vermieden, wie aber aus

Fig. 4



ersichtlich ist, kann nun das Gestelle A sich nicht mehr in die Krümmung richtig einstellen, sondern wird, wie in

Fig. 5

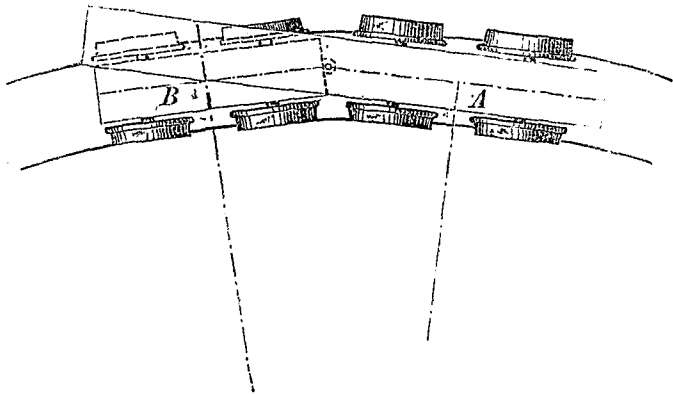


durch das Bordergestelle in die Sehne des Bogens abgelenkt. In diesem Falle wird daher die unter Fig. 2 und 3 angenommene Gelenkigkeit wieder aufgehoben, das Bordergestell hat die Aufgabe kontinuierlich das Hauptgestelle von der eigentlichen richtigen Lage abzuführen, und es entsteht derselbe Vorgang wie bei einer sechsräderigen Maschine, nur mit dem allerdings günstigeren Umstande, daß die vorderen Räder um den Drehbolzen sich tangential zur Krümmung stellen können, daher die Ablenkung der Radumfänge leichter möglich wird und die Spurfränge der Räder weniger leiden.

In diesem Falle befindet sich die Lokomotive *Bavaria* und alle gewöhnlichen achträderigen Lokomotive mit Truckgestellen und der schädliche Einfluß der falschen Stellung des Drehnagels wurde bei den nachträglich vorgenommenen Probefahrten mit der *Bavaria* nur zu deutlich, und wird um so größer, je größer die Achsenstellung und je größer die Belastung auf den Rädern ist.

Da nun aus dieser kurz skizzirten Darstellung ersichtlich ist, daß die schädliche Ungelenkigkeit vorzüglich daher rührt, daß das Truckgestelle vorwärts angebracht, daher die Verlegung des Drehungspunktes in die richtige Lage aus den oben angeführten Umständen nicht thunlich ist; so liegt die Idee nahe, das Truckgestelle nach Rückwärts zu verlegen und den Drehungspunkt wieder an die entsprechende Stelle zu setzen, wodurch man eine Anordnung wie in

Fig. 6



erhält.

Aus der vorhergehenden Erörterung des Einflusses, welchen die Art der Verbindung zweier Fuhrwerke auf das leichte Durchfahren scharfer Bogen ausübt, ist nun ersichtlich, daß bei der Anordnung eines beweglichen Vordergestelles eine entsprechende Beweglichkeit der Lokomotive nicht erzielt werden könne, und daß diese Anordnung, bei welcher allerdings der Vortheil einer Schonung der Radreise der Vorderräder erzielt wird, im Allgemeinen nur so lange genüge, als die ganze Länge der Maschine nicht zu groß und die durchlaufenden Bogen nicht sehr scharf sind; daß aber bei einer Verlegung des Untergestelles an den rückwärtigen Theil des Kessels, also unter oder hinter die Feuerkiste eine solche Kuppelung des Untergestelles mit dem Maschinengestelle möglich wird; daß in einem beliebigen Bogen jedes Gestell sich in die seiner Achsenstellung entsprechende Sehne des Bogens einstellen kann.

Bei einer Verlegung des Untergestelles unter die Feuerkiste wird überdies der Vortheil erzielt, daß die Stellung einer Achse unter dem Führerstande die Anbringung eines Raumes für den Brennstoff beim Führer-Plateau und die Verlegung der Tenderwasserkästen über die nun vorne liegenden Triebräder ermöglicht wird, und daher das Mitführen eines eigenen Tenders ganz entbehrlich wird.

Auch in Rücksicht der Sicherheit gegen eine Entgleisung ist eine solche Anordnung günstig, da die mehr belasteten vorderen Triebräder nicht so leicht als die gewöhnlich leichter belasteten Räder eines Truckgestelles auf die Schienen aufsteigen werden. Werden nun die im Vorhergehenden erörterten Anforderungen an eine Semmering-Lokomotive zusammen gefaßt, so läßt sich folgendes Programm für den Bau derselben aufstellen.

1) Der Dampfkessel der Lokomotive ist auf drei aneinander gerückte Räderpaare aufzulegen, und da nach den Ergebnissen der Konfursfahrten ein Durchmesser der Triebräder von 3' 6" als der zweck-

mäßigste erkannt wurde, so ergibt sich als die äußerste Achsenstellung der unter den cylindrischen Theil des Kessels anzubringenden drei Triebräderpaare eine Entfernung von 7' 3".

2) Das rückwärtige Laufgestelle, auf welchem der Kessel zum Theile aufliegt, erhält zwei Achsen, zwischen welchen die Feuerkiste Platz findet, und da ein vierräderiges Gestelle eine weitere Achsenstellung zuläßt, eine solche auch in Rücksicht auf den überragenden Theil des Holzraumes und der später angeführten Kuppelung der beiden Rahmen wünschenswerth erscheint, so kann diese auch 8 Fuß sein.

3) Zwischen der letzten Achse des Vorder- und der ersten des Hintergestelles sind beide Rahmen der Gestelle durch einen soliden Bolzen zu verkuppeln. Diese Verkuppelung der beiden Gestelle muß eine solche sein, daß sowohl eine Drehung als auch eine Bewegung in vertikaler Richtung möglich wird.

4) Auf dem vorderen Maschinengestelle mit den drei Triebachsen wird ein Lokomotivkessel von 1400 Quadrat-Fuß innere Feuerfläche auf einen inneren Rahmen so aufgelegt, daß die Feuerkiste in zwei Punkten mittelst in Kugellagern liegenden Schleifplatten von dem rückwärtigen Tendergestelle mit einem äußeren Rahmen zum Theil getragen wird. Nachdem unter dem cylindrischen Theile des Kessels vier Räderpaare von 3' 6" Durchmesser Platz finden sollen, so sind die Feuerrohre mit Rücksicht auf den nöthigen Spielraum und die horizontale Anordnung der Dampfcylinder 15 Fuß lang zu machen, eine Länge, welche nach den auf den Staatsbahnen gemachten Erfahrungen für Holz- und Kohlen-Feuerung vollkommen zulässig und sogar zweckmäßig befunden wurde.

Die Feuerkiste muß in dem hinteren Rahmen des Tendergestelles so viel seitliches Spiel haben, daß eine den schärfsten Kurven von 70 Klaftern Radius entsprechende Verschiebung der Feuerkiste auf den Reibplatten möglich wird.

5) Für die angenommene Leistung der Lokomotive sollen die Dampfcylinder 18 Zoll Durchmesser und 24 Zoll Kolbenhub erhalten, und da die nahe Achsenstellung und die kleinen Räder das Zutreten unter die Lokomotive erschweren, so ist der Steuerungs-Mechanismus außerhalb des Rahmens und der Räder anzubringen.

6) Der vordere Rahmen des Maschinengestelles erhält eine Länge des cylindrischen Kesseltheiles angebrachte Plattform, auf welcher zu den beiden Seiten des Röhrenkessels die Wasserkästen aufliegen. Auf dem hinteren Tendergestelle ist wie gewöhnlich der Führerstand und der Holzraum für  $\frac{3}{4}$  Kubikklafter Holz anzubringen.

7) Bei so großen Maschinen und außen liegender Steuerung erscheint eine Entlastung der Dampfchieber wünschenswerth.

8) Die Pumpen sind wie gewöhnlich unter dem Kessel anzubringen, doch wäre es sehr vortheilhaft, wenn so verlässliche Dampfpumpen neben den Wasserkästen angebracht werden könnten, daß die gewöhnlichen Pumpen ganz entbehrlich würden.

9) Die Gewichtsvertheilung bei der Lokomotive muß eine solche sein, daß auf die ersten drei Triebachsen eine Belastung von mindestens 660 und höchstens 700 Ztr. entfällt.

Nach einem solchen Programme und einer einfachen Skizze einer Semmering-Lokomotive, von welchem hier nur die wichtigsten Hauptbestimmungen angeführt wurden, hat das Etablissement *John Cochrill* in *Seraing* den ersten Plan entworfen, wornach dann in Gemeinschaft mit der Maschinenfabrik *Esslingen* und unter meiner Intervention die Pläne für den Bau der Semmering-Lokomotive, wie sie auf Blatt Nr. 15, 16 und 17 aufgenommen sind, ausgearbeitet wurden.

### Nähere Beschreibung der Lokomotive.

Auf Blatt 15 ist Fig. 1 eine Längenanficht; Fig. 2 ein Grundriß der Lokomotive, bei welchem auf der einen Hälfte der Schnitt durch die Achsen geführt, gezeichnet ist; Fig. 3 Blatt 16 ist ein Längenschnitt; Fig. 4 ein Querschnitt durch die Rauchkammer; Fig. 5 ein solcher durch den Kessel bei der dritten Achse und Fig. 6 ein Querdurchschnitt durch die Rauchkammer. Auf Blatt 17, Fig. 1 und 2 ist die Räderkuppelung, von welcher später gesprochen wird, aufgenommen. Fig. 3, 4, 5 stellt die vom Etablissement John Cockerill konstruirte Dampfmaschine dar, und Fig. 6 und 7 zeigt die Anordnung der Entlastungsschieber.

Auf den Zeichnungen wurden dieselben Bestandtheile mit gleichen Buchstaben bezeichnet; zur Vermeidung einer zu weitläufigen Beschreibung wird das Anführen vieler einzelner Detailsoten unterlassen, und nur bemerkt, daß die Pläne trotz des angenommenen kleinen Maßstabes mit solcher Genauigkeit ausgeführt sind, daß die Abmessung der Dimensionen aus der Zeichnung hinreichende Genauigkeit bietet.

Die Maschine als Fuhrwerk betrachtet, besteht, wie bereits bemerkt, aus zwei Gestellen. Das vordere oder Maschinengestell a und das hintere oder Tendergestelle b. Der schmiedeeiserne 18 Linien dicke und 8 Zoll hohe Rahmen des Maschinengestelles ist hinter der dritten oder Triebachse, wie aus Fig. 1 und 3 ersichtlich ist, der Art herabgekröpft, daß die Querverbindungen g des Tenderrahmens über denselben Platz finden. Die Framestücke des Maschinenrahmens gehen von der vorderen Brust m bis zur Feuerkiste, wo sie durch eine Querschiene f und überdies mit der Feuerkiste, jedoch so verbunden sind, daß eine Längenbewegung des Kessels bei einer Ausdehnung desselben möglich wird.

Eine weitere Verbindung dieses Rahmens findet auch noch durch die Schiene l und den Brustbaum n statt. Die drei Triebäderpaare der vorderen 3 Achsen q, r, s liegen außerhalb des Rahmens. Die Framestücke des Vordergestelles sind beiderseits mit starkem Bleche verkleidet, welches zugleich die Lagergabeln für die Triebäder bildet.

Der hintere Tenderrahmen b liegt außerhalb der Räder und reicht bis zwischen die beiden Räderpaare u und q (Fig. 2); er besteht ebenfalls aus starken, doppelten Blechwänden, welche am Umfange mit schmiedeeisernen Schienen ausgefüttert und durch Bolzen zusammengehalten sind; an der oberen Kante ist dieser Rahmen gegen eine Verbiegung nach der Seite, wie aus Fig. 6 ersichtlich, mit starken Winkelseisen verstärkt, und überdies zur Erzielung einer vollkommenen Steifigkeit mit den Querverbindungen g, g, h, i und dem Querbaum k versehen.

Auf diese Weise ist der Borderrahmen des Maschinengestelles in den Rahmen des Tendergestelles gleichsam eingeschoben und beide Rahmen sind vor der Feuerkiste mittelst starker Kreuze und eines Kugelbolzens solid verbunden.

Der Borderrahmen hat nämlich die beiden Kreuzverbindungen c, c, welche den Verbindungs- oder Kuppelungsbolzen e oberhalb und unterhalb fassen, während das Tendergestelle mit einem festen Kreuze d versehen ist, welches zwischen den Kreuzstäben c liegt, und den Kuppelungsbolzen e in der Mitte hält. Der Kuppelungsbolzen von Stahl sitzt in den Kreuzstreben des Vordergestelles fest, und muß bei einer Bewegung des Borderrahmens in vertikaler Richtung demselben folgen. In dem mittleren Kreuze des Tendergestelles liegt der kugelförmige Theil des Zapfens in einem ebenfalls stählernen Zwischenstück, welches, aus zwei Theilen bestehend, sich einerseits an die Kugelform des Zapfens anlegt, andererseits cylindrisch in dem Auge der Kreuzstreben d

des Tenderrahmens eingepaßt ist, daher sich der Zapfen mit dem Borderrahmen und dem eingesetzten, den kugelförmigen Theil umschließenden Zwischenstück circa 9 Linien unbeirrt auf und ab bewegen kann. Bei dieser Anordnung kann sich das Vordergestelle gegen das Hintergestelle horizontal drehen; eine einseitige Höhenbewegung der Frames wirkt nicht nachtheilig auf die Haltbarkeit des Kuppelbolzens, und durch das Federspiel wird bloß ein Spiel des Bolzens in der Höhenrichtung, aber kein Zwängen des Kuppelbolzen stattfinden.

Diese Verbindung der beiden Gestelle ist so solid und dauerhaft, wie sie bis jetzt zwischen Tender und Lokomotive nicht angewendet wurde, und gewährt volle Beruhigung für ihre Haltbarkeit.

Unter den Borderrahmen sind drei Räderpaare q, r, s gelegt, welche mit Gestängen zusammen gekuppelt, die Triebäder der Lokomotive bilden. Die Haupttriebachse q hat eine Zapfenstärke von 7" 8", die Dicke der Zapfenhälfte der beiden andern Achsen r und s beträgt 6" 3", die Zapfenhälfte der Radachsen sind 6" 9" lang. Die Räder dieser drei Triebachsen haben, wie alle Räder der Lokomotive, einen Durchmesser von 3' 6", und sind ganz, d. h. Nabe und Speichen aus einem Stücke aus Schmiedeeisen hergestellt. Die Lager sind aus Schmiedeeisen mit Kanonenmetall ausgefüttert und sind einseitig mit Stellkeilen zum Nachziehen versehen.

Die Triebäder der Hauptwelle q haben Krummzapfen aus Gußstahl mit Gegenkurbeln zur Aufnahme der Steuerungsgecentriks — welche bei den Lokomotiven des Etablissements C. r a i n g von dieser Fabrik selbst, bei den Lokomotiven der Fabrik C. s i l i n g e n aber von Krupp angefertigt sind. Die vier Räder des Tendergestelles sind zur Erzielung eines größeren Gewichtes von Gußeisen ausgeführt worden; es erscheint jedoch in jeder Beziehung zweckmäßiger, auch diese bei ferner anzufertigenden Maschinen ganz aus Schmiedeeisen anzufertigen. Das letzte Tenderräderpaar ist mit einer sehr kräftigen Bremse versehen, und die beiden Tenderräderpaare sind mittelst Kuppelstangen zusammen verkuppelt (was in der Zeichnung nicht angedeutet erscheint), so daß dadurch das Bremsen aller zwei Räderpaare statt findet. Die beiden Achsen u und q sind mit Verstärkungen versehen, welche zur Aufnahme einer Zahnradkuppelung dienen sollen, welche später besprochen wird.

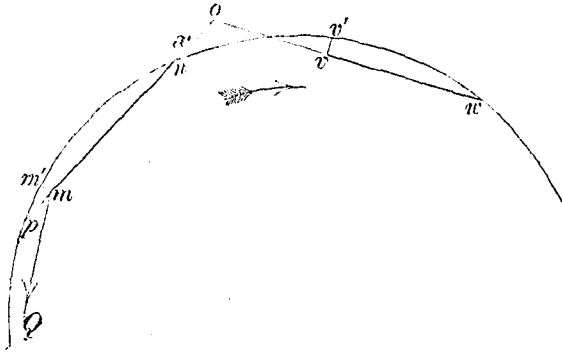
Die Rahmen liegen auf den Achsen mittelst Gußstahl-Blattfedern auf, welche, wie aus der Zeichnung ersichtlich ist, so angeordnet sind, daß die Federn des Vordergestelles n auf die gewöhnliche Weise über dem Rahmen neben dem cylindrischen Theile des Kessels liegen, die Federn aber des Tendergestelles zur Gewinnung an Raum zwischen den Ränderblechen eingelegt sind.

Die Achsenentfernung der einzelnen Räderpaare ist folgende: die drei Triebachsen q, r und s liegen eine von der andern 3' 7 1/2" entfernt, so daß also die äußerste Entfernung der beiden Triebachsen q und s 7' 3" beträgt; der Abstand der letzten Achse q des Vordergestelles von der ersten Achse u des Hintergestelles ist 3' 9" groß, und die Entfernung der beiden Tenderachsen v und u beträgt 8'. Die ganze Entfernung der ersten Achse s von der letzten v beträgt daher 19 Fuß. Die ganze Länge der Maschine von Puffer zu Puffer gemessen ist 34 Fuß. Wird bei dieser Achsenstellung die vollkommen richtige Lage des Kuppelpunktes e nach der Eingangs aufgestellten Formel 5 gesucht, so findet man, daß seine Entfernung von der ersten Achse u des Tendergestelles 21 1/2 Zolle betragen soll; mit Rücksicht auf eine möglicher Weise anzubringende Zahnradkuppelung aber wurde derselbe genau in ein Viertel der Entfernung der Achsen u, q, d. i. 11 1/4 Zoll von der Achse u entfernt, angeordnet. Dadurch stellt sich



allerdings nicht mehr jedes einzelne Gestelle, d. i. das Maschinen- und Tendergestelle in die Sehne ihrer Achsenstellung vollkommen ein; sondern die Maschine wird in einem Bogen so fortgehen, wie es aus beistehender

Fig. 7



ersichtlich ist. Es werden sich nämlich die Vorderräder der einzelnen Gestelle  $w$  und  $n$  an den äußeren Schienenstrang anlegen, während die Hinterräder  $v$  und  $m$  von der Peripherie mit ihren Spurkränzen um die Größen  $v'v$  und  $m'm$  abstehen werden. Rechnet man den, durch die unrichtige Versetzung des Kuppelungspunktes in die Entfernung von  $11\frac{1}{2}''$  von der Achse  $u$  entstehenden Fehler, so findet man, daß, wenn der Spurkranz das hintere Rad des Vordergestelles von der Schiene um  $1\frac{1}{2}$  Linien entfernt bleibt, d. h. wenn  $v'v = 1\frac{1}{2}$  Linie wird, die Abweichung des Spurkranzes vom hinteren Rade des Tendergestelles, d. i.  $m'm$  gegen  $2\frac{1}{2}$  Linie betrage; ein Fehler, welcher um so eher als zulässig erscheint, als der Widerstand des angehängten Zuges  $Q$ , welcher nicht in der Tangente, sondern in der Richtung einer Sehne wirksam ist, immer ein Abziehen des letzten Rades vom äußeren Schienenstrange bewirken wird, durch diese Anordnung des Kuppelbolzens aber der Vortheil erzielt wird, daß bei der zu versuchenden Kuppelung beider Gestelle mittelst Bahnräder, der Drehungspunkt genau über den Eingriff der Räder zu stehen kommt. Bei Lokomotiven aber, wo auf eine Kuppelung der beiden Gestelle mittelst Bahnräder nicht reflektirt wird, bleibt es immer vorteilhafter den Drehungspunkt in die richtige Stellung zu versetzen.

Die Räder der Lokomotive sind auf die Achsen so aufgedreht, daß nur ein kleiner seitlicher Spielraum im Geleise möglich ist, und der Unterschied zwischen der Spurweite der Räder und der Geleisweite der geraden Bahn, also jene Größe, um welche man ein Räderpaar horizontal senkrecht auf die Bahnrichtung verschieben kann, beträgt bloß  $5\frac{1}{2}$  Linie, und nur die Räder der zweiten Achse des Maschinengestelles, deren Spurkränze mit den Schienen nicht zur Berührung kommen sollen, haben 10 Linien Spiel. Diese Anordnung dürfte noch manche Ingenieure, welche die scharfen Kurven der Semmeringbahn vor Augen haben, befremden, ist aber vollkommen rationell und auch bereits vollkommen als zweckmäßig erprobt. Der Spielraum zwischen den Spurkränzen und den Bahnschienen ist in der geraden Bahn nur in Rücksicht auf die unvermeidlichen Unebenheiten und partiellen Verengungen der Bahn nötig, wofür  $5\frac{1}{2}$  Linien vollkommen genügt; in einem Bogen aber, wo ein größerer Spielraum nötig ist, muß dieser durch eine entsprechende Erweiterung der Geleisweite hervorgebracht werden, sonst wird zwar die Maschine in dem Bogen ruhig, allein in der geraden Bahn sehr schwankend laufen. Die entsprechende Erweiterung der Geleisweite in den verschiedenen Bahnkurven, die Neigung der Schienen und der zugehörige Konus der Spurflächen der Räder sind für den ruhigen und sicheren Gang der Maschine in den Bogen allein maßgebend und von der größten Wichtigkeit, und wurden auf der Semmeringbahn möglichst in Uebereinstimmung gebracht. Der

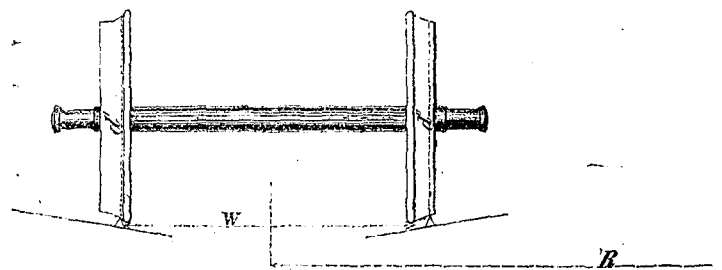
Konus der Radspurflächen beträgt bei den Semmering-Lokomotiven  $\frac{1}{8}$  und wurde nicht bloß nach der Erfahrung empirisch gewählt, sondern nach den gegebenen übrigen Daten gerechnet, und da über den Nutzen eines größeren Konus und der Geleiserweiterung in den Kurven noch mitunter verschiedene Ansichten geltend gemacht werden, so dürfte es am Platze sein, diese wichtige Bestimmungen etwas ausführlicher zu besprechen.

Die Naddreifbreite und die Spurweite auf den österreichischen Staatsbahnen ist eine solche, daß noch eine Erweiterung der Geleisweite in den Bogen um einen Zoll stattfinden kann, ohne daß deshalb ein Räderpaar wegen zu schmalen Tyres in das Bahngeleis hineinfallen kann. Es wäre zwar wünschenswerth, daß bei der auf den Staatsbahnen angenommenen Konicität der Spurflächen von  $\frac{1}{10}$  und den vielen vorkommenden scharfen Bogen in den schärfsten Kurven der Bahn noch eine größere Geleiserweiterung angenommen würde, und alle neueren Räderpaare der Staatsbahn-Fuhrwerke ließen dieß auch zu; nachdem aber noch eine große Anzahl von Räderpaaren dieß nicht gestatten, so wurde als Maximum der Geleis-Erweiterung Ein Zoll angenommen und die normale Geleisweite von  $4' 6'' 6'''$  wird in einem Bogen von einem Radius von 1000 Fuß oder kleiner als 1000 Fuß auf  $4' 7'' 6'''$  vergrößert.

Soll nun ein Fuhrwerk in einem Bogen vom Halbmesser  $R$  ohne vergrößertem Widerstande fortrollen, so muß sich ein Räderpaar auf den konischen Spurflächen auf den Schienen so weit seitlich verschieben können, daß bei einem Rollen eines solchen Räderpaares der zur Berührung gelangte Umfang des am äußeren Schienenstrange gehenden Rades in eben dem Verhältnisse gegen die Peripherie des anderen Rades zugenommen hat, als die Länge des äußeren Schienenstranges gegen den inneren größer wird. In einem solchen Falle werden sich die berührenden Umfänge der Räder gleichzeitig abwickeln können, und ein sonst eintretendes Schleifen des einen Rades findet nicht statt.

Ist nun der Konus des Naddreifens  $\frac{1}{n}$ , der Radius des Bogens gleich  $R$ , die Geleisweite gleich  $w$ , die Geleis-Erweiterung für diesen Bogen gleich  $s$ , und der mittlere Durchmesser der Räder gleich  $d$ , so muß, wie aus beistehender Zeichnung

Fig. 8



ersichtlich ist, offenbar die Bedingung stattfinden:

$$R + \frac{1}{2}w : R - \frac{1}{2}w = d' : d''$$

$$\text{und da } d' = d + \frac{s}{n}; d'' = d - \frac{s}{n}$$

$$\text{so ist } R + \frac{1}{2}w : R - \frac{1}{2}w = d + \frac{s}{n} : d - \frac{s}{n}$$

$$\text{woraus } s = \frac{n \cdot w \cdot d}{2R} \quad (1)$$

$$\text{oder } \frac{1}{n} = \frac{w \cdot d}{2s \cdot R} \quad (2)$$

Aus der ersten Formel läßt sich nun die nötige Geleis-Erweiterung  $s$  für die verschiedenen Bogen der Bahn berechnen, wenn die Konicität der Radspurflächen  $\frac{1}{n}$  gegeben ist, und darnach wird auch

auf allen Staatsbahnen, so wie auf der Semmeringbahn das Bahngeleis, jedoch mit der bereits erwähnten Beschränkung gelegt, daß für alle größer als Ein Zoll berechneten Werthe von  $s$  bloß ein Zoll genommen wird.

Aus der zweiten Formel läßt sich die nöthige Konicität  $\frac{1}{n}$ , für eine gegebene Bahn und Geleiserweiterung  $s$  rechnen.

Nachdem nun auf der Semmeringbahn so viele Bogen von Halbmessern, die kleiner als 1000 Fuß sind, vorkommen, und die Geleiserweiterung doch nicht mehr als Einen Zoll betragen darf; so würde der Fehler, welcher aus der Einführung der allgemein normalmäßig angenommenen Konicität von  $\frac{1}{10}$  entsteht, zu groß werden, und es erscheint rationell umgekehrt für die gegebene Bahn aus Formel (2) die Konicität  $\frac{1}{n}$  zu rechnen.

Rechnet man aber nach Formel (2) die entsprechende Konicität der Spurflächen an den  $3\frac{1}{2}$  Fuß großen Triebrädern für die verschiedenen Bogen von 900, 750 und 600 Fuß Radius, welche alle eine Geleiserweiterung von Einem Zolle erhalten; so erhält man beziehungsweise annähernd die Werthe von  $\frac{1}{4}$ ,  $\frac{1}{5}$ ,  $\frac{1}{3}$ . Es wäre nun allerdings für den leichten Gang der Maschinen am vortheilhaftesten, die Konicität für den schärfsten Bogen, also  $\frac{2}{13}$  oder wenigstens  $\frac{1}{7}$  anzunehmen; nachdem aber die Neigung der Schienen mit Rücksicht auf alle Bahnbetriebsmittel  $\frac{1}{10}$  ist, so erscheint es gerathener, trotz des gewölbten Kopfes der Semmeringschienen, vorläufig bis auf weiteres zu machende Erfahrungen mit der Konicität der Radreise von der Neigung der Schienen nicht so viel abzugehen und sich mit einer Konicität von  $\frac{1}{4}$ , welche für alle Bogen bis zum Radius von 750 Fuß vollkommen entsprechend ist, zu begnügen.

Aus diesen Gründen wurde auch vorläufig die Konicität der Radreise der Semmering-Lokomotive mit  $\frac{1}{4}$  angenommen.

Das ganze Gewicht der mit Wasser und Holz ausgerüsteten Lokomotive ist 1002 Zentner, welches auf die 5 Achsen wie folgt vertheilt ist:

Auf der vordersten Maschinen-Achse	— 245½ Ztr.
„ „ zweiten „ „	— 223 „
„ „ dritten „ „	— 233½ „
„ „ vierten d. i. Tender-Achse	— 145 „
„ „ fünften „ „	— 155 „
Zusammen	1002 Ztr.

von welchem Gewichte 702 Ztr. auf die gekuppelten Triebräder als Adhäsionsgewicht entfällt.

Es unterliegt aber keiner Schwierigkeit bei einem ferneren Baue solcher Lokomotive das auf den Tenderrädern liegende Gewicht noch um circa 50 Ztr. zu vermindern und das Gesamtgewicht auf 950 Ztr. zu reduzieren, wodurch das Verhältniß der Adhäsionsbelastung von 702 Ztr. gegen die Gesamtbelastung von 950 Ztr. noch günstiger wird.

Der Kessel der Lokomotive ist ein gewöhnlicher Röhrenkessel.

Die aus 11 Linien starkem Kupferbleche erzeugte Feuerkiste ist 3' 2" lang, 4' 1" breit und vom Roste bis zur Feuerdecke gerechnet 4' 2" hoch; die Rohrwand ist an der Stelle der Röhren 12 Linien dick, und die ganze Feuerfläche der fireboxe beträgt nach Abschlag der Thür- und Rohröffnungen circa 70 Quadrat-Fuß.

Die Befestigung der Feuerkiste an die äußere eiserne Mantelfläche ist auf die übliche Weise mit kupfernen circa 4" von einander abstehenden Stehbolzen angeordnet und die Decke durch 7 schmiedeeiserne Träger verstärkt. Wie aus den Zeichnungen zu ersehen ist, hat der Kesseltheil der Feuerkiste keinen Dampfdom und der cylindrische Theil

desselben liegt bloß 4 Zoll höher als der cylindrische Theil des Röhrenkessels.

Der aus schmiedeeisernen Stäben gebildete Rost liegt 18 Zoll unter der tiefsten Rohrreihe, hat eine Gesamtfläche von  $11\frac{3}{4}$  Quad. Fuß, wovon 6 Quad. Fuß auf die lichte Oeffnung entfällt, und die Stäbe haben in der Mitte ihrer Länge Verstärkungslappen, um das Werfen derselben zu verhüten. Die Rostspalten waren bei der ersten Fahrt mit einer Reßler'schen Lokomotive nur 6 Linien breit; es zeigte sich jedoch bald, daß mit einer Erweiterung derselben bis auf 11 und 12 Linien ein viel günstigeres Resultat erzielt wird. Bei dem cylindrischen, eigentlich elliptischen, Theile des Kessels ist der kleinste horizontale Durchmesser 48 Zoll, der größte vertikale Durchmesser 50 Zoll. Die Dicke des Kesselbleches ist dem österreichischen Gesetze gemäß für eine Dampfspannung von 100 Psd. Wien. pr. 1 Quad. Zoll, mit welcher die Lokomotive Dienste thun soll, 7 Linien dick gehalten. In diesem cylindrischen Theile des Kessels sind 189 messingene Rohre eingelegt, welche einen äußeren Durchmesser von 2 Zoll und eine Fleischdicke von  $1\frac{1}{4}$  Linien haben, zwischen den Rohrwänden gemessen, genau 15 Fuß lang sind, und daher zusammen eine innere Feuerfläche von 1330 Quadratfuß oder 1482 Quadratfuß äußere Feuerfläche ergeben.

Die gesammte innere Feuerfläche ist daher

bei der Feuerkiste	70
bei den 189 Feuerrohren	1330

Zusammen . . 1400 Quad. Fuß.

Die äußere Heizfläche, wie sie gewöhnlich gerechnet wird, beträgt 1554 Quad. Fuß.

Die Befestigung der Röhren in der Rohrwand geschah auf die in Oesterreich übliche Weise. Die messingenen Rohre sind nämlich mit 6 Zoll langen kupfernen Stüben versehen, welche genau rund abgearbeitet in die Rohrwand fest eingetrieben und dann deren vorstehende Enden außerhalb der Rohrwand umgebörtelt werden.

Die Röhren sind bei den von der Maschinenfabrik Gillingen gelieferten Lokomotiven in der Mitte ihrer Länge auch noch durch eine in den Kessel eingelegte Zwischenwand gehalten; bei den Lokomotiven des Etablissements John Co & Co. sind die Röhren bloß durch die Rohrwände gehalten. Die Erfahrung wird bald lehren, ob eine solche Zwischenwand nöthig oder überhaupt zweckdienlich sei.

Die auf den auswärtigen Bahnen wenig übliche große Länge der Feuerrohre bedarf einer näheren Motivirung.

Die ersten auf den österreichischen Bahnen verwendeten Lokomotive waren meistens in England und mit kurzen Rohren gebaut. Bei Einführung der Feuerung mit Holz und mineralischer Kohle zeigte sich bald, daß die Temperatur der in die Rauchkammer abziehenden Gase noch sehr bedeutend sei, und daher noch ein Verlust an Brennstoff stattfindet.

Bei ferneren Anschaffungen wurden daher die Rohre auf 12 Fuß, später auf 13 und 14 Fuß verlängert, und dabei gefunden, daß dabei eine Ersparung an Brennstoff erzielt wird.

Es wird zwar von mehreren Seiten behauptet, daß wenn die Anzahl der Rohre in dem Maße vergrößert werde, als wie sie kürzer werden, so, daß in beiden Fällen gleiche Feuerflächen entstehen; dann auch die größere oder geringere Länge der Feuerrohre innerhalb gewisser Grenzen z. B. von 11 Fuß bis 14 Fuß ohne Einfluß auf die ökonomische Verwerthung des Brennstoffes sei. Allein wiederholt vorgenommene Versuche auf den Staatsbahnen haben gezeigt; daß wenigstens bei Holz- und Braunkohlenfeuerung selbst bei gleichen Feuerflächen längere Rohre vortheilhafter sind.



Allerdings kommt es dabei darauf an, in welcher Richtung die Beobachtung gemacht wurde. Denn wird untersucht, wie viel Wasser mit einem Quadratfuß Feuerfläche der Rohre in derselben Zeit verdampft wird, so wird der Kessel mit kurzen Rohren ein günstigeres Resultat ausweisen; wird aber berechnet, wie viel Wasser mit einem Pfunde Brennstoff in derselben Zeit verdampft wird, — und dieß ist eigentlich die ökonomische Frage, — so wird das Ergebnis zu Gunsten der langen Rohre sprechen.

Nachdem nun auf den österreichischen Staatsbahnen 14 Fuß lange Feuerrohre seit längerer Zeit mit Vortheil verwendet werden, die Konkurs-Lokomotive Neu stadt sogar 21 Fuß lange Rohre hatte und die Prüfungskommission doch bemerkte, daß sie keinen Grund habe, sich gegen so lange Rohre auszusprechen; so war es gerechtfertigt für so ungewöhnlich kräftige Lokomotive eine Länge der Feuerrohre von 15 Fuß anzunehmen, eine Länge, welche überdieß die ganze Konstruktion der Maschine sehr erleichterte.

Die bis jetzt abgeführten Probefahrten mit den Semmering-Lokomotiven, welche noch am Schluß angeführt werden, haben auch bereits die Zweckmäßigkeit der langen Rohre nachgewiesen, da nur diesen die günstige Verdampfungsfähigkeit der Kessel zugeschrieben werden kann; ja die auf der Lütticher schiefen Ebene abgeführten Proben mit einer solchen Lokomotive haben überdieß gezeigt, daß selbst für Koaksfeuerung so lange Rohre ökonomisch sind. Die oberste Rohrreihe liegt 2 Zoll unter der Decke der Feuerkiste und 17 Zoll unter dem höchsten Punkte des cylindrischen Theiles des Kessels.

Die Dampfabnahme geschieht auf die auf den österreichischen Staatsbahnen sich sehr bewährte Weise, mittelst eines in der ganzen Länge des Kessels und über die Feuerkiste reichenden Sammelrohrs, welches von der Decke des Kessels nur circa  $\frac{1}{2}$  Zoll absteht, und in den Dom des Regulators mündet. Zum Abführen des in diesem Dampfaufnahmsrohre abgesetzten Wassers ist ein Ableitungsrohr *w* angebracht.

Bei den Proben hat sich gezeigt, daß trotz der großen Länge des Kessels selbst auf den stärksten Steigungen in die Cylinder trockener Dampf gelangt.

Bezüglich der Rauchkammer ist wenig zu bemerken. Sie ist tief gehalten, um für das durch die Rohren durchgeführte Kohlenklein, besonders bei Kohlenfeuerung, hinlänglichen Raum zu gewinnen; ist mit einem Spritzrohr zum Ablöschen der Kohle und einer Thüre am Boden derselben zur Entfernung der Kohle versehen.

Der Schornstein hat 17 Zoll Durchmesser und ist bei einigen Maschinen mit dem Klein'schen Funkenfänger-Apparate, bei einigen bloß mit einem Schirme versehen. Die vollkommen entsprechende Anordnung des Funkenfänger-Apparates ist aus der Zeichnung Fig. 3 zu ersehen.

Welchen Einfluß übrigens die zweckmäßige Anordnung des Funkenfänger-Apparates auf die Leistungsfähigkeit der Maschine ausübt, ist bekannt und konnte bei den ersten Kessler'schen Lokomotiven deutlich entnommen werden, bei welchen Anfangs wegen zu kleinen Dimensionen des Funkenfängers die Leistung um circa 40% vermindert wurde.

Der Kessel ist mit drei Sicherheitsventilen, jedes 4 Zoll Durchmesser haltend, versehen, von welchen zwei, wie aus Fig. 6 ersichtlich, am Deckel des Mannloches über der Feuerkiste und eines auf dem Dome des Regulators angebracht sind. Die Probirhähne, das Wasserstandsglas, die Wärmeröhren zur Ableitung des Dampfes in die Wasserreservoirs, der Ablasshahn am unteren Theile der Feuerkiste sind auf die übliche Weise angebracht.

Die Maschine hat auch eine Dampfpeife nach B e n d e r's privilegirter Konstruktion, welche mittelst einer kleinen Dampfturbine so ein-

gerichtet ist, daß beim Umlegen des Hahnhebels nach einer Richtung das gewöhnliche lange Signalzeichen ertönt, bei der Umlegung des Hebels auf die entgegengesetzte Seite ein Bremszeichen durch kurz auf einander folgende Piffe hörbar wird, welches so lange fortfährt, bis der Hebel wieder senkrecht gestellt wird. Diese Peife wird auch mit dem Zugleine des Trains zur Signalisirung vom Zuge aus in Verbindung gebracht.

Der Kessel liegt auf beiden Gestellen, dem Maschinen- und Tendergestelle auf. An dem Rahmen des Maschinengestelles ist er vorne am Rauchkasten so wie am cylindrischen Theile an zwei Punkten mittelst der aus Fig. 3 und 5 ersichtlichen Träger *x* befestigt.

Auf dem Tendergestelle ruht die Feuerkiste bloß mittelst der Stützen *p* (Fig. 1 und 6) auf. Diese Stützen haben Kugellager von Gußstahl, welche in der eigentlichen Schleifplatte, welche auf der Stahlplatte des Tendergestelles schleift, aufliegen. Durch diese Anordnung wird erreicht, daß bei einem einseitigen Heben des Tenderrahmens die Schleifplatten in der ganzen Fläche aufliegen und kein Kanten derselben eintritt.

Wie aus der Zeichnung Fig. 1 ersichtlich ist, sind diese Stützen *p* ziemlich nahe dem cylindrischen Kesselttheile gebracht worden, um die Belastung auf die Tenderräder, mit Rücksicht auf das Gewicht des am Tender befindlichen Brennstoffes, möglichst gleich zu erhalten. Das Gewicht, welches von dem Kessel mittelst dieser Stützpunkte *p* auf das Tendergestelle übertragen wird, beträgt circa 80 Ztr.

An den Frames des Maschinengestelles sind längs des cylindrischen Theiles des Kessels Stützen zur Aufnahme der Wasserkästen angebracht, auf welchen die Wasserreservoirs *B* aufliegen.

Diese Wasserkästen haben die Länge des cylindrischen Kesselttheiles und einen Querschnitt, der aus Fig. 4 und 5 ersichtlich ist. Sie sind an der Basis eingezogen, um die Feder der Räder, ohne die Reservoirs abnehmen zu müssen, spannen zu können, und fassen zusammen 200 Kub. Fuß Wasser. Die äußere Wand der Wasserkästen ist bis zum Anfange der Feuerkiste zum Schutz des Führers als Verkleidungswand fortgeführt. Beide Wasserreservoirs sind durch ein 5 Zoll weites Verbindungsrohr, welches mit einem Wasserjacke *y* (Fig. 3) versehen ist, unter dem cylindrischen Kessel verbunden; am vorderen Theile der Wasserkästen, an der Rauchkammer sind die Sandstreukästen *z* angebracht, von welchen Rohre bis vor die ersten Triebäder der Lokomotive führen. Beide Sandstreuapparate können durch einen Griff vom Maschinenführer oder Heizer gleichzeitig in Wirksamkeit gesetzt werden.

Beim Führerstande, neben der Feuerkiste sind die Wasserkästen mit graduirten Wasserstandzeigern versehen.

Der Führerstand ist vor und neben der Feuerkiste, wie aus Fig. 2 und 3 ersichtlich, an dem Kessel befestigt, so daß also der Maschinenführer auf seinem gewöhnlichen Standpunkte den seitlichen Bewegungen des Maschinengestelles folgt, und die Maschinenplattform sich in dem Plateau des Tenders in einem Bogen, dessen Mittelpunkt der Kupplungsbolzen ist, verschiebt.

Die Anordnung des Tenders *A* ist aus der Zeichnung genügend deutlich zu entnehmen, faßt 160 bis 180 Kub. Fuß Holz und ist mit einem Kasten für Winden, zwei Werkzeugkästen, Kloben für Signallaternen, Wassereimer und Schürhaken versehen. Die größte Breite des Tenders so wie der Wasserkästen ist 9 Fuß, d. i. das Normalmaß für alle Fahrbetriebs-Mittel der österreichischen Staatsbahnen.

Die Dampfcylinder liegen außerhalb des Rahmens vor dem ersten Räderpaare und sind sowohl an den Rahmen wie unter einander durch eine starke gußeiserne Querverbindung befestigt; sie haben einen inneren Durchmesser von 18 Zoll und 23" 2" (24" englisch) Kolbenhub, und die Dampfklappen liegen über den Cylindern. Um eine größere Befes-

figung der Cylinder an den Rahmen in der Längsrichtung der Maschine zu erzielen, sind bei den Cockerill'schen Maschinen an dem Rahmen noch gußeiserne Verstärkungswinkel angebracht, welche in der Zeichnung nicht sichtbar gemacht wurden. Bei den Kessler'schen Maschinen ist der Frame an der Stelle des Dampfcylinders breiter gehalten, und so eingeschnitten, daß die Cylinderplatte in den Längsrahmen eingelassen werden konnte.

Der Kreuzkopf der Kolbenstange ist aus Schmiedeseisen mit gußeisernen Schleifbacken, welche in Stahlschienen geführt werden, und mittelst einer Bläuelstange wird die Kraftübertragung der Dampfkolben auf das dritte Triebäderpaar übertragen, an deren Gußstahlkrummzapfen mit Kurbel die Bläuelstange aufgesetzt ist, und von wo aus die Bewegung mittelst Kuppelstangen auf die anderen zwei voranstehenden Aäderpaare übertragen wird.

Die Dampfentnahme geschieht in dem am vorderen Ende des cylindrischen Kessels angebrachten Dampfdom, von wo der Dampf in einem sich weiter in zwei Aeste theilenden Rohre zu den beiden Dampfscuberkästen geleitet wird. Die Scuberklappen sind über den Dampfcylindern, wie aus Fig. 1, 2 und 4 ersichtlich ist, so angeordnet, daß die Führungstange der Scuber in ihrer Verlängerung die Mittelpunkte der Haupttriebäder q treffen. Die Bewegung der wie bei den gewöhnlichen Lokomotiven üblichen Scuber geschieht durch zwei Excentriks, welche an dem Krummzapfen des Triebades angebracht sind, und welche den in der Mitte fest gehängten umgekehrten Schleifbogen steuern; in welchem aber die Scubstange der Dampfscieber durch den am Führerstande zu handhabenden Reversionshebel und Zwischenhebel höher oder tiefer eingestellt werden kann. — Die Maschinen fahren gewöhnlich mit 70% des Cylinderinhaltes Dampfzuführung.

Die Dampfscuber haben  $1\frac{1}{4}$  Linie Boreilung und wenn der Reversionshebel ganz vorliegt, geschieht die Füllung während 84.7% des Kolbenlaufes, durch 11.5% des Kolbenhubes wirkt der Dampf durch Expansion, und bei 96.2% des Kolbenhubes öffnen sich die Dampfausströmöffnungen.

Die Anordnung der Dampfausströmung ist aus Fig. 1, 2 u. 3 ersichtlich. Die beiden Ausströmröhre vereinigen sich in ein elliptisches in der Rauchkammer senkrecht stehendes elliptisches Rohr, an welchem ein Klappenblasrohr sich befindet, dessen Ausmündung  $7\frac{1}{2}$  Zoll unter dem höchsten Punkte der Rauchkammerdecke steht.

Der kleinste Querschnitt der Dampfausströmungsöffnung des Blasrohrs ist 10 Quadrat Zoll, der größte beträgt circa 26 Zoll, und die Maschine fährt gewöhnlich mit einer Blasrohröffnung von 12 bis 14 Quadrat-Zoll.

Die Pumpen befinden sich, wie aus Fig. 2 und 3 ersichtlich, unter dem cylindrischen Kessel, haben einen Durchmesser von 4" 8" und einen Kolbenhub von 5", und werden durch an den Nabeachsen angebrachte Excentriks bewegt. Jede Lokomotive hat jedoch überdies eine an der Feuerkiste angebrachte Dampfmaschine, welche bei den von Ceraing gelieferten Lokomotiven horizontal, bei jenen der Maschinenfabrik Esslingen vertikal arbeitet.

Die Konstruktion der von dem Etablissement J. Cockerill konstruirten Dampfmaschine ist aus Fig. 1, Blatt 17 ersichtlich, und soll die gewöhnlichen Pumpen ganz entbehrlich machen. Bis jetzt fahren auch die Cockerill'schen Lokomotive größtentheils ohne Zuhilfenahme der gewöhnlichen Pumpen, bloß mit der Dampfmaschine, und der Erfolg ist ein sehr günstiger, da sie noch nicht versagt haben, und den Kessel sehr gleichförmig mit Wasser speisen.

Wie aus Fig. 3, 4 und 5 der Blatt 17 ersichtlich, besteht die Dampfmaschine aus 2 Dampfcylindern a a, zwischen welchen eine doppelt-

wirkende Pumpe b liegt. Die Bewegung der Dampfmaschine wird auf die dreifache Kurbel e übertragen, auf welcher überdies zur Ausgleichung der Bewegung sich ein Schwungrad befindet. Die Pumpe sammt den Dampfcylindern und der Krummache liegen auf zwei schmiedeisernen Trägern c, auf welchen auch eine Platte f angebracht ist, welche die Führung für die Kolbenstangen der Pumpe und der Dampfmaschinen bildet. Auch die kleinen Dampfscuberstangen haben Schlittenführungen.

Die Befestigung der ganzen Dampfmaschine, welche am Führerstande an der linken Seite der Feuerkiste liegt, geschieht mittelst der Träger c, welche einerseits an ihrem Ende bei d an die Tenderwasserkästen befestigt sind, und in ihrer Mitte auf einer an der Feuerkiste befestigten Stütze aufliegen.

Damit die Dampfentströmung in die Cylinder der Dampfmaschine entsprechend regulirt werden kann, ist das Dampfzuführungsrohr mit einem Hahne versehen, welcher mit einem schiefen Schnitte versehen ist, und welcher mittelst einer vom Führer zu handhabenden Schraube sehr empfindlich mehr oder weniger aufgedreht werden kann.

Der in der Dampfmaschine gewirkte Dampf ist in die Wasserreservoirs geleitet, geht daher nicht verloren, sondern wird zur Erwärmung des Speisewassers benützt.

Das Speisewasser wird von der Dampfmaschine zwischen die Wände der Feuerkiste unter der Heizthüre in den Kessel geleitet.

Da die Zeichnung der Dampfmaschine in  $\frac{1}{10}$  der wirklichen Größe ausgeführt ist, so wird eine weitere Beschreibung derselben zum Verständniß derselben überflüssig.

(Schluß folgt.)

Das Verordnungsblatt für die Verwaltungszweige des österr. Handelsministeriums enthält im I. Bande, Nr. 14, J. 1854:

### Verordnung

des Handelsministeriums im Einverständnisse mit dem Ministerium des Innern und der obersten Polizeibehörde ddo. 11. Febr. 1854, gültig für alle Kronländer mit Ausnahme der Militärgrenze, in Betreff der zufolge a. h. Entschliessung vom 25. Nov. 1853 zu beobachtenden Sicherheitsmaßregeln gegen die Gefahr der Explosion bei Dampfkesseln aller Art. Zahl 3340 — 77.

§. 1. Bevor ein Dampfkessel zur Dampferzeugung für eine stationäre oder portative Dampfmaschine von hohem oder niederem Drucke, für ein Dampfboot, eine Lokomotive oder überhaupt zu was immer für einen andern Gebrauch benützt werden darf, muß derselbe der vorschriftsmäßigen behördlichen Probe unterzogen, und in Folge derselben amtlich zu der beabsichtigten Benützung geeignet erkannt worden sein.

Sowohl der Verfertiger eines Dampfkessels (Kesselschmied, Mechaniker etc.) als auch derjenige, für welchen der Dampfkessel verfertigt wird (Eigenthümer desselben), sind dafür verantwortlich, daß vor der gesetzlichen Erprobung und behördlich anerkannten Tauglichkeit der Dampfkessel nicht benützt werde.

Es muß daher, noch bevor der Dampfkessel eingemauert, oder mit einem Mantel umgeben wird, die Vornahme der gesetzlichen Erprobung bei der Statthalterei des Kronlandes, wo sich der Kessel befindet, von dem Verfertiger oder Eigenthümer des Dampfkessels schriftlich angefordert, und in diesem Gesuche zugleich angegeben werden, welche größte Spannung der Dampf in dem Kessel bei der Benützung desselben erlangen soll.

§. 2. In wie ferne bei Lokomotiven für den Eisenbahnbetriebsdienst vor ihrer Benützung nebst der Kesselprobe auch noch eine Verwendungsprobe stattfinden muß, erscheint in der Eisenbahnbetriebsordnung festgesetzt.

§. 3. Jeder Dampfkessel muß aus Eisen oder Kupferblech angefertigt sein. Die Anwendung von gußeisernen Kesseln oder Siederöhren ist durchaus untersagt.

§. 4. Dampfkessel cylindrischer Form müssen nach Maßgabe des Durchmessers und der Spannung der zu erzeugenden Dämpfe die erforderliche aus der beigegebenen Tabelle I (Seite 168) ersichtliche Wand- oder Blechdicke besitzen.

Dampfkessel oder Theile derselben, welche eine andere als die cylindrische Form haben, sind durch Anwendung von Ringen, Rippen, Verankerungen, Unterstüßungsbolzen u. dgl. angemessen zu verstärken.

Die Prüfungskommission wird hierbei von Fall zu Fall zu beurtheilen haben, ob die angewendete Konstruktion, und für welche Dampfspannung die nöthige Sicherheit gewähre.

Zu diesem Behufe hat der Verfertiger eines solchen Dampfkessels auf Verlangen der Prüfungskommission derselben eine genaue verlässliche Detailzeichnung aller Theile des Dampfkessels vorzulegen, oder sonstige von der Kommission geforderte Auskünfte zu ertheilen.

§. 5. Jeder Dampfkessel muß mit wenigstens zwei Ventilen und einem zweckmäßigen Manometer versehen sein. Die Größe der Ventile und die erforderliche Lüftung derselben ist aus der Tabelle II (Seite 169) ersichtlich. Die in dieser Tabelle angeführte Größe der Ventile darf zwar vermehrt, auf keinen Fall aber verringert werden.

§. 6. Die Sicherheitsventile dürfen, sie mögen flach oder konisch aufliegen, keine größere Auflags- oder Berührungsfläche mit ihrem Sitz als von  $2\frac{1}{2}$  bis 3 Linien, d. i. von höchstens  $\frac{1}{4}$  Zoll haben. Eben so dürfen die Führungsrippen, falls selbe vorhanden sind (gewöhnlich drei an der Zahl), nicht dicker als  $2\frac{1}{2}$  bis 3 Linien sein, und müssen diese oben (siehe Zeichnung Fig. 1 der Tabelle III, Blatt 18) abgeschragt werden, um dem Dampfe, sobald sich das Ventil hebt, sogleich die nöthige Ausströmungsöffnung zu gewähren. Aus demselben Grunde darf auch der Kern (n in Fig. 2 der Tabelle III), in welchem sich die Führungsrippen (m) in der Mitte vereinigen, nicht zu dick sein, um die vorgeschriebene Ventillösung nicht zu beschränken; oder es müßte sonst bei der Bestimmung des Ventildurchmessers auf diesen Umstand besondere Rücksicht genommen werden.

Die Abschragung der konischen Auflagsfläche geschieht am zweckmäßigsten unter einem Winkel von 45 Grad.

§. 7. Bei der Konstruktion des Ventiles nach Fig. 3 (Blatt 18) muß die oben im Mittelpunkt des Ventiles zur Aufnahme der nicht zu kurzen Stütze B (des Hebels) konisch eingedrehte Vertiefung (a), damit das Ventil bei der Belastung nicht schief gedrückt wird, so weit herabgehen, daß die Spitze mindestens in die Mittellinie (m n) zu liegen kommt. Aus gleichem Grunde darf der Kern (b) der Stütze bloß mit seiner Spitze aufliegen, und die konische Oberfläche nicht berühren. Wird das Ventil (wie in Fig. 4, Blatt 18) durch ein in den Kessel gehängtes Gewicht belastet, so muß die Anordnung eine solche sein, daß beim Lüften des Ventiles die Dampfkäule nicht verengt werden.

§. 8. Ventile, bei welchen sich durch das öftere Nach- oder Einschleifen des Ventiles, unterhalb der konischen Fläche ein cylindrischer Kranz gebildet hat (a b der Fig. 5), sind nicht zulässig.

§. 9. Das an dem Dampfkessel angebrachte Manometer kann ein oben offenes Quecksilber-Manometer oder ein als gut anerkanntes Metall- oder Zeiger-Manometer sein, auf dessen richtige Theilung jedoch das besondere Augenmerk zu richten ist.

§. 10. Die Probirung der Dampfkessel jeder Form oder Konstruktion wird auf das Zweifache jenes größten Druckes vorgenommen, welchen der Dampf bei der Benützung über den mittleren Luftdruck annehmen soll. Hierbei wird der mittlere Druck einer Atmosphäre mit  $12\frac{3}{4}$  Pfd. auf den Quadratzoll in Rechnung gebracht.

§. 11. Die Sicherheits-Ventile dürfen daher bei der Benützung des Kessels höchstens mit der Hälfte jenes Gewichtes belastet werden, bei welchem der Kessel probirt worden ist.

§. 12. Ist das Ventil nicht unmittelbar, sondern mittelst eines Hebels, an welchem ein Gewicht hängt, belastet, so muß dieser Hebel bei der Benützung des Dampfkessels so vorgerichtet werden, daß das Aufhänge- oder Belastungsgewicht nicht über den zulässigen, bei der Erprobung berechneten äußersten Punkt des Hebels hinausgeschoben werden kann.

§. 13. Eine Ventil-Zuhaltung mittelst der üblichen Doppell Blattfedern wird weder bei Lokomotiven noch bei sonstigen anderen Dampfkesseln mehr gestattet.

§. 14. Die Anbringung der Federwagen anstatt der Belastungsgewichte der Ventile wird auf Lokomotiven für den Eisenbahnbetriebsdienst beschränkt. Diese Federwagen (Spring-Balance) müssen dermaßen konstruirt sein, daß sie dem Lüften und Heben der Sicherheits-Ventile, sobald die festgesetzte Maximal-Spannung des Dampfes erreicht ist, kein größeres Hinderniß entgegensetzen, als daß bei einer weiteren Steigerung der Dampfspannung um höchstens 10 Proz., eine solche Lüftung des Sicherheits-Ventiles bewirkt werde, daß sämtlicher so erzeugter Dampf abgeführt wird. Es muß daher die Feder lang genug sein, und ein entsprechendes Spiel besitzen, oder die Federwagen mit einer Anordnung versehen sein, bei welcher der Druck auf das Ventil

bei seiner weiteren Lüftung nicht zunimmt. Auch müssen diese Federwagen so eingerichtet werden, daß sie nicht über jenen Punkt hinausgespannt werden können, welcher der höchsten, für die Benützung festgesetzten Dampfspannung entspricht.

§. 15. Die beiden Ventile dürfen auf keinen Fall in einem und demselben Gehäuse eingeschlossen sein, und müssen bei der Benützung eine gleichmäßige Belastung erhalten. Insbesondere ist bei langen Kesseln auf gehörige Vertheilung der Ventile Bedacht zu nehmen.

§. 16. Jeder Dampfkessel muß, selbst wenn er mit einem Schwimmer oder mit Probirhähnen versehen ist, das sogenannte Wasserstandglas (d. i. ein mit dem Innern des Kessels gehörig kommunizirendes Glasrohr, mittelst welchem man den wahren Stand des Wassers im Kessel jeden Augenblick leicht ersehen kann) besitzen.

§. 17. Auf welche Weise die vorgeschriebene Probirung der Dampfkessel vorzunehmen ist, erscheint in der Vollzugsvorschrift (Instruktion) zu diesem Gesetze näher angegeben.

Für Beschädigungen des Dampfkessels oder seines Zugehörigen oder für eine bleibende Ausdehnung desselben, die ihn zum beabsichtigten Gebrauche untauglich macht aus Anlaß dieser Erprobung, kann von dem Eigenthümer oder Verfertiger des Dampfkessels keine Entschädigungsforderung gegen den Staatsschatz geltend gemacht werden.

§. 18. Nach vollendeter Kesselprobe und anerkannter Tauglichkeit des Dampfkessels werden die Sicherheits-Ventile und Hebel (wenn letztere vorhanden sind) von der Prüfungskommission mit einem einschlagenden Stempel versehen. Auch wird demjenigen, welcher die Erprobung angefordert hat, von der Behörde ein Zertifikat über die vorgenommene Kesselprobe (Koncession zur Benützung des Dampfkessels) eingehändigt, in welchem der probirte Dampfkessel so viel als thunlich zu individualisiren ist, und die wesentlichen Momente der Prüfung, die Dimensionen der Hebel und Sicherheits-Ventile, die Angabe der höchsten Dampfspannung mit Festsetzung des Gewichtes der höchsten Belastung der Ventile (der höchsten Spannung der Federwagen), welche bei Benützung des Dampfkessels stattfinden darf, so wie nach Umständen das Maß der erforderlichen Lüftung der Ventile (Anmerkung zur Tabelle II) anzuführen sind. Dieses Zertifikat ist entweder im Originale oder in beglaubigter Abschrift in der Nähe des Dampfkessels an einem leicht in die Augen fallenden Ort unter Glas so aufzubewahren, daß vor Allem die Angabe der erwähnten Dimensionen und die gestattete Belastung der Ventile (die Spannung der Federwagen) leicht sichtbar ist.

§. 19. Für die Erprobung eines Dampfkessels ist eine Tage von 15 fl. zu entrichten. Von dieser Tage sind bloß diejenigen Dampfkessel ausgenommen, welche nicht über 12 Quadratfuß Feuerfläche haben. Für die Erprobung der Letzteren ist bloß eine Tage von 5 fl. zu bezahlen. Der entfallende Tagbetrag ist jedesmal dem Gesuche um die Erprobung des Dampfkessels (§. 1) anzuschließen.

Die Mitglieder der mit der Kesselprobe beauftragten Kommission haben die Vornahme dieser Kesselprobe, und zwar in der Regel nach der Reihenfolge der ihnen dießfalls zugekommenen Ansuchen, so wie die periodischen Revisionen als eine Amtssache unentgeltlich zu verrichten. Bei Entfernung von ihrem Amtssitze erhalten dieselben jedoch die gesetzlichen Reise- und Zehrungskosten.

§. 20. Die vorgeschriebene Kesselprobe ist eine Bedingung, ohne welche der Kessel zur Benützung nicht zugelassen werden kann; durch diese Kesselprobe wird der Eigenthümer des Kessels (oder überhaupt derjenige, welcher einen solchen Kessel benützt, oder dem die Aufsicht über denselben obliegt) noch nicht von der Verantwortlichkeit für die fortwährende gefahrlose Verwendbarkeit des Kessels befreit.

Die genannten Personen bleiben vielmehr für jede aus der weiteren Benützung des Dampfkessels etwa entspringende Gefahr strenge verantwortlich, und haben daher für die rechtzeitige Beseitigung einer jeden solchen Gefahr (insbesondere durch Verhüten der Bildung des Wasserkeines, durch rechtzeitiges Auswechseln schadhafter Riete oder Platten u. dgl.) Sorge zu tragen; ferner sich nach Maßgabe der fortschreitenden Benützung von der ferneren Tauglichkeit und der gefahrlosen Benützung des Kessels (so wie aller Sicherheitsvorrichtungen, z. B. der Federwagen u. s. w.) fortwährend zu überzeugen, und den Kessel entweder bei Zeiten ganz außer Gebrauch zu setzen, oder die etwa nothwendig werdenden Verbesserungen daran vornehmen zu lassen.

Ein besonderes Augenmerk ist auf die fortwährende Richtigkeit und Tauglichkeit der Manometer zu haben, da namentlich Metall- oder Zeiger-Manometer mit der Zeit unrichtig werden können, und daher von Zeit zu Zeit einer Revision oder Regulirung bedürfen, nachdem insbesondere auch die geringere oder höhere Temperatur, welcher das Manometer ausgesetzt ist, Einfluß auf den Gang des Zeigers ausübt.

Eine fortwährende zweckmäßige Beachtung des Manometers, bei der Benützung des Dampfkessels erscheint um so notwendiger, als ungeachtet der vorhandenen gesetzlich vorgeschriebenen Sicherheits-Ventile bei unachtsamer Behandlung oder Vernachlässigung des Kessels eine Kessel-Explosion immerhin möglich erscheint.

§. 21. Sobald eine wesentliche Veränderung an dem Kessel vorgenommen, insbesondere mehr als eine Platte bei einer Ausbesserung ausgewechselt, die Gestalt des Kessels, ein Ventil oder ein dazu gehöriger Hebel oder die Heizeinrichtung geändert wird, muß eine neue Erprobung des Kessels auf die oben angeführte Art angefordert und vorgenommen werden. Es bleibt jedoch den Parteien freigestellt, auch nach vorgenommenen kleineren Reparaturen eine wiederholte Kessel-erprobung zu begehren.

§. 22. Die Aufstellung oder Einmauerung eines stationären Dampfkessels, die Translocation desselben, oder eine wesentliche Veränderung an den dießfälligen Vorrichtungen oder Bauteilen, bedarf einer besonderen Genehmigung der Orts-Polizeibehörde, und sind hierbei die Bau- und Feuerwerks-Vorschriften genau zu beobachten.

Die seitwärts anzubringenden Feuerzüge, in so ferne sie nicht bloß zur Ueberhitzung eines vom Wasser getrennten Dampfes dienen sollen, dürfen nicht über, sondern müssen stets 3 bis 4 Zoll unter dem Niveau des normalen Wasserstandes des Kessels zu liegen kommen, worauf die in Beziehung auf Feuerwerksicherheit intervenirende Kommission ihr besonderes Augenmerk zu richten hat.

Bei Lokomotiv-Kesseln darf die geringste Wasserschicht über der Feuerfläche niemals weniger als zwei Zoll betragen, auch ist die oberste Feuerlinie durch ein Zeichen sichtbar, und nebstbei im Glase jene Höhe bemerkbar zu machen, bis zu welcher das Wasser in demselben wenigstens stehen muß, wenn bei Steigungen, die auf der bezüglichlichen Bahnstrecke etwa vorkommen, die oberste Röhrenreihe am vorderen oder oberen Ende der Maschine nicht vom Wasser entblößt werden soll.

§. 23. Zur Bedienung oder Ueberwachung einer Dampfmaschine oder eines Dampfkessels, so wie zur Führung einer Lokomotive oder eines Dampfschiffes darf Niemand verwendet werden, der sich nicht die hierzu erforderlichen Kenntnisse und praktischen Fertigkeiten in einer Maschinen-Werkstätte, oder im Dienste bei einer Lokomotive oder Schiffsmaschine erworben, und seine Befähigung durch eine Prüfung an einer inländischen öffentlichen technischen Lehranstalt auf vollkommen befriedigende Weise nachgewiesen hat. Außerdem muß bei der Wahl dieser Individuen auf einen nützlichen und verlässlichen Charakter gesehen werden.

§. 24. Jede Handlung oder Unterlassung, welche bei der Benützung eines Dampfkessels eine Gefahr für das Leben, die Gesundheit oder körperliche Sicherheit von Menschen herbeizuführen oder zu vergrößern geeignet ist, wird an dem Schuldtragenden (falls demselben nicht etwa gar eine auf ein Verbrechen abzielende böse Absicht zur Last fällt) als Vergehen, oder als Uebertretung nach Vorschrift des Strafgesetzbuches II. Theiles (§§. 335, 336, 337 und 431) bestraft.

Diese Strafe trifft daher insbesondere denjenigen:

- a) der vor gesetzlich vorgenommener Probe und behördlich anerkannter Tauglichkeit eines Dampfkessels denselben benützt;
- b) die Sicherheits-Ventile mehr belastet, als in der Concession zur Benützung des Dampfkessels (§. 18) gestattet ist, oder sonst die in dieser Concession erlaubte Dampfspannung erhöht;
- c) den Dampfkessel oder die Zugehörungen desselben (namentlich die Ventile oder die dazu gehörigen Hebel, Heizeinrichtungen etc.) verändert, und sonach diesen Dampfkessel ohne neuerliche behördliche Bewilligung benützt;
- d) die Verpflichtung (§. 20), den Dampfkessel und seine Zugehörungen in fortwährendem gefahrlosen Zustande zu erhalten, wie immer vernachlässigt;
- e) der Prüfungskommission eine unrichtige Detailzeichnung des Kessels und der angebrachten Verstärkungen vorlegt (§. 4) oder sonst unrichtige Auskünfte ertheilt;
- f) Jemanden die Bedienung oder die Aufsicht einer Dampfmaschine oder eines Dampfkessels überläßt, welcher nicht die im §. 23 vorgeschriebenen Eigenschaften besitzt.

§. 25. In wie ferne noch überdieß gegen die, im Eisenbahnbetriebsdienste angestellten Beamten und Diener, und gegen die Mitglieder einer Eisenbahn-Direktion wegen Außerachtlassung der gesetzlich Vorschriften oder der notwendigen Vorsichten bei der Benützung der Lokomotiven im Eisenbahnbetriebsdienste mit Disciplinarstrafen vorzugehen sei, erscheint in der Eisenbahnbetriebs-Ordnung festgesetzt.

§. 26. Denjenigen, welcher durch ein Verschulden die Explosion eines Dampfkessels veranlaßt, trifft nicht bloß die gesetzliche Strafe, sondern derselbe hat auch für allen hierdurch verursachten Schaden zu haften.

§. 27. Die Sicherheitsbehörde hat von Zeit zu Zeit mit Zuziehung eines tauglichen Kunstverständigen die in ihrem Bezirke vorhandenen Dampfkessel unvermuthet zu revidiren, und hierbei diese Dampfkessel, so wie die Zugehörungen derselben (insbesondere die Sicherheits-Ventile und Manometer) genau zu untersuchen, und falls sich hierbei in der gefahrlosen Instandhaltung eine Nachlässigkeit zeigen sollte; den Schuldtragenden der competenten Behörde zur Bestrafung anzuzeigen. Auch ist Jedermann, dem irgend eine Gefahr rücksichtlich eines vorhandenen Dampfkessels bekannt wird, berechtigt, hiervon der Sicherheitsbehörde zur weiteren Amtshandlung die Anzeige zu machen.

Zu einer solchen Anzeige sind aber alle Werkführer, Gehülfen etc., welche bei der Bedienung oder Benützung eines Dampfkessels verwendet werden, bei sonstiger polizeilicher Ahndung in dem Falle verpflichtet, wenn denselben irgend ein Gebrechen an dem Dampfkessel, welches eine Gefahr herbeiführen oder vergrößern könnte, bekannt wird, und der hiervon verständigte Eigenthümer (oder sonst zur Aufsicht des Dampfkessels Bestellte) nicht ohne Verzug die Abstellung des Gebrechens und Herstellung des gefahrlosen Zustandes des Dampfkessels bewirkt hat.

Die von der Sicherheitsbehörde aus Anlaß solcher periodischer Revisionen der Dampfkessel getroffenen Anordnungen (z. B. über theilweise oder gänzliche Reparatur, oder auch in Betreff der gänzlichen Außergebrauchsetzung des Kessels) sind genau zu befolgen, ohne daß hieraus eine Entschädigungs-Forderung gegen den Staatsschatz geltend gemacht werden könnte.

Demjenigen, der sich durch die getroffenen Anordnungen der Sicherheitsbehörde beschwert zu sein glaubt, bleibt jedoch die Berufung an die höhere Behörde freigestellt.

§. 28. Wo immer in dieser Verordnung oder in der Vollzugsvorschrift zu derselben von Maß oder Gewicht die Sprache ist, wird das bezüglichliche Wiener Maß oder Gewicht verstanden.

§. 29. Diese Vorschrift hat vom 1. März 1854 an zu gelten, von welchem Tage an auch die früheren dießfälligen Verordnungen für aufgehoben erklärt werden.

**Tabelle I.** Blechdicke in Wiener Linien (und Zehntel von Linien) für cylindrische Dampfkessel, deren Durchmesser in Wiener Follen, dagegen die höchste effektive Dampfspannung im Kessel in Atmosphären (da  $12\frac{3}{4}$  Wiener Pfund pr. Quadrat Zoll) gegeben sind.

Kessel- durchmesser in Wiener Follen.	Effektive Dampfspannung im Kessel.							
	1	2	3	4	5	6	7	8
	Wiener Linien.							
18	1.7	1.9	2.0	2.1	2.3	2.4	2.6	2.7
20	1.7	1.9	2.1	2.3	2.5	2.7	2.8	3.0
22	1.8	2.0	2.2	2.4	2.7	2.9	3.1	3.3
24	1.8	2.1	2.3	2.6	2.9	3.1	3.4	3.6
26	1.9	2.2	2.5	2.7	3.0	3.3	3.6	3.9
28	1.9	2.2	2.6	2.9	3.2	3.6	3.9	4.2
30	1.9	2.3	2.7	3.0	3.4	3.8	4.2	4.5
32	2.0	2.4	2.8	3.2	3.6	4.0	4.4	4.8
34	2.0	2.5	2.9	3.4	3.8	4.2	4.7	5.1
36	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5	5.0	5.4
38	2.1	2.6	3.1	3.7	4.2	4.7	5.2	5.7
40	2.1	2.7	3.2	3.8	4.4	4.9	5.5	6.0
42	2.2	2.8	3.4	4.0	4.6	5.2	5.8	6.4
44	2.2	2.8	3.5	4.1	4.7	5.4	6.0	6.7
46	2.2	2.9	3.6	4.3	4.9	5.6	6.3	7.0
48	2.3	3.0	3.7	4.4	5.1	5.8	6.5	7.3
50	2.3	3.1	3.8	4.6	5.3	6.1	6.8	7.6
52	2.4	3.1	3.9	4.7	5.5	6.3	7.1	7.9
54	2.4	3.2	4.0	4.9	5.7	6.5	7.3	8.2
56	2.4	3.3	4.2	5.0	5.9	6.7	7.6	8.5
58	2.5	3.4	4.3	5.2	6.1	7.0	7.9	8.8
60	2.5	3.4	4.4	5.3	6.3	7.2	8.1	9.1

Anmerkung. Die Zahlen dieser Tabelle sind nach der Formel  $d = 0.0189 n D + \alpha$  gerechnet, in welcher  $n$  die Dampfspannung im Kessel über den gewöhnlichen Luftdruck in Atmosphären,  $D$  den Kesseldurchmesser in Wiener Follen, und  $d$  die entsprechende Blechdicke in Wiener Linien bezeichnet. Die Größe  $\alpha$  hat dabei für  $n=1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8$  beziehungsweise die Werthe 1.37, 1.17, 0.97, 0.78, 0.58, 0.39, 0.19, 0.00 in Wiener Linien, indem dieselbe nach der Formel  $\alpha = 0.195 (8 - n)$  berechnet, denjenigen Theil der Kesselwandstärke bezeichnet, welcher dem Kessel die nöthige Steifheit gibt gegen den Druck des eigenen Gewichtes und jenes des Wassers, und bei einer Dampfspannung von mehr als 7 Atmosphären gleich Null zu setzen ist.



Es versteht sich übrigens von selbst, daß für Zwischenzahlen der gegebenen Dampfspannung und des Kesseldurchmessers die Blechstärke durch Einschaltung leicht gefunden werden könne. Bei Siederöhren, welche dem heftigen Feuer ausgesetzt werden sollen, erscheint es zweckmäßig, die Blechstärke derselben zu verstärken.

Bei Anwendung dieser Zahlen soll man übrigens die Kesseldurchmesser möglichst so einzurichten suchen, daß man keine Bleche über 6 Linien oder  $\frac{1}{2}$  Zoll Dike anzuwenden genöthigt ist, indem man sich auf die gute Beschaffenheit und Qualität von Blechen, deren Stärke und Dike über diese Grenze hinausfällt (wenigstens bis heute noch) nicht mehr verlassen kann.

**Tabelle II.** Durchmesser in Wiener Zollen (und Zehntel von Zollen) für die Sicherheits-Ventile, wenn die höchste im Kessel stattfindende effektive Dampfspannung in Atmosphären (a  $12\frac{3}{4}$  Wr. Pfd. pr. Quadratzoll) und die Feuerfläche des Kessels in Wr. Quadratzollen gegeben ist.

Feuerfläche in Wiener □ Fuß.	Effektive Dampfspannung in Atmosphären ausgedrückt.															
	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	1	$1\frac{1}{2}$	2	$2\frac{1}{2}$	3	$3\frac{1}{2}$	4	$4\frac{1}{2}$	5	$5\frac{1}{2}$	6	$6\frac{1}{2}$	7	$7\frac{1}{2}$
Durchmesser der Ventile in Wiener Zollen.																
10	1.1	0.9	0.8	0.7	0.6	0.6	0.5	0.5	0.5	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.3	0.3
20	1.5	1.3	1.1	1.0	0.9	0.8	0.7	0.7	0.6	0.6	0.6	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5
30	1.9	1.6	1.4	1.2	1.1	1.0	0.9	0.8	0.8	0.7	0.7	0.6	0.6	0.6	0.6	0.6
40	2.2	1.9	1.6	1.4	1.2	1.1	1.0	0.9	0.8	0.8	0.7	0.7	0.6	0.6	0.6	0.6
50	2.4	2.1	1.8	1.5	1.4	1.3	1.2	1.1	1.0	1.0	0.9	0.9	0.8	0.8	0.8	0.8
60	2.7	2.3	1.9	1.7	1.5	1.4	1.3	1.2	1.1	1.1	1.0	1.0	0.9	0.9	0.8	0.8
70	2.9	2.5	2.1	1.8	1.6	1.5	1.4	1.3	1.2	1.2	1.1	1.0	1.0	0.9	0.9	0.9
80	3.1	2.7	2.2	1.9	1.7	1.6	1.5	1.4	1.3	1.2	1.2	1.1	1.1	1.0	1.0	1.0
90	3.2	2.8	2.4	2.1	1.8	1.7	1.6	1.5	1.4	1.3	1.3	1.2	1.2	1.1	1.1	1.0
100	3.4	3.0	2.5	2.2	1.9	1.8	1.7	1.5	1.5	1.4	1.3	1.3	1.2	1.2	1.1	1.1
110	3.6	3.1	2.6	2.3	2.0	1.9	1.7	1.6	1.5	1.4	1.3	1.3	1.2	1.2	1.1	1.1
120	3.8	3.2	2.7	2.4	2.1	1.9	1.8	1.7	1.6	1.5	1.4	1.3	1.3	1.2	1.2	1.2
130	3.9	3.4	2.8	2.5	2.2	2.0	1.9	1.8	1.7	1.6	1.5	1.4	1.4	1.3	1.3	1.2
140	4.1	3.5	2.9	2.6	2.3	2.1	2.0	1.9	1.7	1.6	1.6	1.5	1.4	1.4	1.3	1.3
150	4.2	3.7	3.0	2.6	2.4	2.2	2.0	1.9	1.8	1.7	1.6	1.5	1.5	1.4	1.4	1.3
160	4.3	3.8	3.1	2.7	2.5	2.3	2.1	2.0	1.8	1.8	1.7	1.6	1.5	1.5	1.4	1.3
170	4.5	3.9	3.2	2.8	2.6	2.3	2.2	2.0	1.9	1.8	1.7	1.6	1.5	1.5	1.4	1.4
180	4.6	4.0	3.3	2.9	2.7	2.4	2.2	2.1	2.0	1.9	1.8	1.7	1.6	1.5	1.5	1.4
190	4.7	4.1	3.4	3.0	2.7	2.5	2.3	2.1	2.0	1.9	1.8	1.7	1.6	1.6	1.5	1.5
200	4.8	4.2	3.5	3.1	2.7	2.5	2.3	2.2	2.1	2.0	1.9	1.8	1.7	1.6	1.6	1.5
210	5.0	4.3	3.6	3.2	2.8	2.6	2.4	2.3	2.1	2.0	1.9	1.8	1.7	1.6	1.6	1.5
220	5.1	4.4	3.7	3.3	2.9	2.6	2.4	2.3	2.2	2.1	2.0	1.9	1.8	1.7	1.6	1.6
230	5.2	4.5	3.8	3.3	2.9	2.7	2.5	2.3	2.2	2.1	2.0	1.9	1.8	1.7	1.7	1.6
240	5.3	4.6	3.8	3.4	3.0	2.8	2.6	2.4	2.3	2.1	2.1	2.0	1.9	1.8	1.7	1.6
250	5.4	4.7	3.9	3.4	3.1	2.8	2.6	2.4	2.3	2.2	2.1	2.0	1.9	1.8	1.7	1.7
260	5.5	4.8	4.0	3.5	3.1	2.9	2.7	2.5	2.4	2.2	2.1	2.0	1.9	1.8	1.7	1.7
270	5.6	4.9	4.1	3.6	3.2	3.0	2.7	2.5	2.4	2.3	2.2	2.1	2.0	1.9	1.8	1.7
280	5.7	5.0	4.1	3.6	3.3	3.0	2.8	2.6	2.4	2.3	2.2	2.1	2.0	1.9	1.8	1.8
290	5.8	5.1	4.2	3.7	3.3	3.0	2.8	2.6	2.5	2.3	2.3	2.2	2.1	2.0	1.9	1.8
300	5.9	5.2	4.3	3.7	3.4	3.1	2.9	2.7	2.5	2.4	2.3	2.2	2.1	2.0	1.9	1.8
310	6.0	5.3	4.4	3.8	3.4	3.1	2.9	2.7	2.6	2.4	2.3	2.2	2.1	2.0	1.9	1.9
320	6.1	5.4	4.4	3.9	3.5	3.2	2.9	2.8	2.6	2.5	2.4	2.3	2.2	2.1	2.0	1.9
330	6.2	5.4	4.5	3.9	3.5	3.2	3.0	2.8	2.6	2.5	2.4	2.3	2.2	2.1	2.0	1.9
340	6.3	5.5	4.6	4.0	3.6	3.3	3.0	2.8	2.7	2.6	2.4	2.3	2.2	2.1	2.0	2.0
350	6.4	5.6	4.6	4.0	3.6	3.3	3.1	2.9	2.7	2.6	2.5	2.4	2.3	2.2	2.1	2.0
360	6.5	5.7	4.7	4.1	3.7	3.4	3.1	2.9	2.8	2.6	2.5	2.4	2.3	2.2	2.1	2.0
370	6.6	5.8	4.8	4.2	3.7	3.4	3.2	3.0	2.8	2.7	2.5	2.4	2.3	2.2	2.1	2.0
380	6.6	5.8	4.8	4.2	3.8	3.5	3.2	3.0	2.8	2.7	2.6	2.5	2.4	2.3	2.2	2.1
390	6.7	5.9	4.9	4.3	3.8	3.5	3.3	3.0	2.9	2.7	2.6	2.5	2.4	2.3	2.2	2.1
400	6.8	6.0	5.0	4.3	3.9	3.6	3.3	3.1	2.9	2.8	2.6	2.5	2.4	2.3	2.2	2.1
410	6.9	6.1	5.0	4.4	3.9	3.6	3.3	3.1	2.9	2.8	2.7	2.6	2.5	2.4	2.3	2.2
420	7.0	6.1	5.1	4.4	4.0	3.6	3.4	3.2	3.0	2.8	2.7	2.6	2.5	2.4	2.3	2.2
430	7.1	6.2	5.1	4.5	4.0	3.7	3.4	3.2	3.0	2.9	2.7	2.6	2.5	2.4	2.3	2.2
440	7.1	6.3	5.2	4.5	4.1	3.7	3.5	3.2	3.1	2.9	2.8	2.7	2.5	2.4	2.3	2.2
450	7.2	6.3	5.3	4.6	4.1	3.8	3.5	3.3	3.1	2.9	2.8	2.7	2.6	2.5	2.4	2.3
460	7.3	6.4	5.3	4.6	4.2	3.8	3.5	3.3	3.1	3.0	2.8	2.7	2.6	2.5	2.4	2.3
470	7.4	6.5	5.4	4.7	4.2	3.8	3.6	3.3	3.2	3.0	2.9	2.7	2.6	2.5	2.4	2.3
480	7.5	6.6	5.4	4.7	4.2	3.9	3.6	3.4	3.2	3.0	2.9	2.8	2.7	2.6	2.5	2.4
490	7.5	6.6	5.5	4.8	4.3	3.9	3.6	3.4	3.2	3.1	2.9	2.8	2.7	2.6	2.5	2.4
500	7.6	6.7	5.5	4.8	4.3	4.0	3.7	3.5	3.3	3.1	3.0	2.8	2.7	2.6	2.5	2.4
510	7.7	6.8	5.6	4.9	4.4	4.0	3.7	3.5	3.3	3.1	3.0	2.9	2.7	2.6	2.5	2.4
520	7.8	6.8	5.6	4.9	4.4	4.0	3.8	3.5	3.3	3.2	3.0	2.9	2.8	2.7	2.6	2.5
530	7.8	6.9	5.7	5.0	4.5	4.1	3.8	3.6	3.4	3.2	3.0	2.9	2.8	2.7	2.6	2.5
540	7.9	7.0	5.8	5.0	4.5	4.1	3.8	3.6	3.4	3.2	3.1	2.9	2.8	2.7	2.6	2.5
550	8.0	7.0	5.8	5.1	4.5	4.2	3.9	3.6	3.4	3.2	3.1	3.0	2.9	2.8	2.7	2.6
560	8.1	7.1	5.9	5.1	4.6	4.2	3.9	3.7	3.4	3.3	3.1	3.0	2.9	2.8	2.7	2.6
570	8.1	7.1	5.9	5.2	4.6	4.2	3.9	3.7	3.5	3.3	3.2	3.0	2.9	2.8	2.7	2.6
580	8.2	7.2	6.0	5.2	4.7	4.3	4.0	3.7	3.5	3.3	3.2	3.0	2.9	2.8	2.7	2.6
590	8.3	7.3	6.0	5.2	4.7	4.3	4.0	3.7	3.5	3.4	3.2	3.1	3.0	2.8	2.7	2.6
600	8.3	7.3	6.1	5.3	4.7	4.3	4.0	3.8	3.6	3.4	3.2	3.1	3.0	2.9	2.8	2.7

Anmerkung. Die Zahlen dieser Tabelle sind nach der Formel  $d = 0.312 \sqrt{\frac{F}{n + 0.588}} \dots (1)$  berechnet, in welcher F die

Feuerfläche des Kessels in Wiener Quadratzoll, n die effektive Dampfspannung in Atmosphären, und d den Ventildurchmesser in Wiener Zollen bezeichnet. Wenn ein Dampfkessel nicht mehr als zwei Sicherheitsventile hat, so dürfen deren Durchmesser nicht kleiner sein, als sie in obiger Tabelle angegeben sind, und jedes Ventil muß sich, um dem ausströmenden Dampfe die nöthige ringförmige Oeffnung darzubieten, um folgende Höhe heben können:

$$\text{bei stationären Kesseln um } h = \frac{1}{4} d \quad \text{„ Lokomotiv- „ „ } h = \frac{1}{6} d \dots (2)$$

Wird dagegen den Sicherheitsventilen ein größerer Durchmesser D gegeben, so kann die Hubhöhe verhältnißmäßig kleiner sein, nämlich:

$$h' = \frac{1}{4} \frac{d^2}{D} \text{ respektive } = \frac{1}{6} \frac{d^2}{D} \dots (3)$$

Wenn der nach Formel (1) berechnete Durchmesser größer als 3'' würde, so können statt diesen mehr als zwei, nämlich N Sicherheitsventile angewendet werden, deren Durchmesser D' aber nicht kleiner als

$$3'' \text{ und mindestens folgende Größen erhalten: } D' = d \sqrt{\frac{2}{N}} \dots (4)$$

und jedes Ventil muß sich heben können um die Höhe:

$$h'' = \frac{D'}{4} \sqrt{\frac{N}{2}} \text{ respekt. } \frac{D'}{6} \sqrt{\frac{N}{2}} \dots (5)$$

Wird endlich jedem der N Sicherheitsventile ein Durchmesser D'' gegeben, welcher größer ist als D' in Formel (4), so muß die mögliche Hubhöhe betragen:

$$h''' = \frac{D'^2}{4D''} \sqrt{\frac{N}{2}} \text{ respekt. } = \frac{D'^2}{6D''} \sqrt{\frac{N}{2}} \dots (6)$$

In sämtlichen Formeln von (2) bis (6) bezeichnet d den in Formel (1) ausgedrückten Werth.

Es versteht sich von selbst, daß für Zwischenzahlen der gegebenen Dampfspannung und der Feuerfläche, die Durchmesser der Ventile durch Einschaltung leicht gefunden werden können.

#### Abschrift des Erlasses an sämtliche Gouvernements, Statthaltereien und Landespräsidenten.

Seine k. k. Apostolische Majestät haben mit der Allerhöchsten Entschließung ad. 25. November v. J. eine neue Verordnung in Betreff der zu beobachtenden Sicherheitsmaßregeln gegen die Gefahr der Explosion bei Dampfkesseln allergnädigst genehmigt; welche Verordnung gleichzeitig im Wege des Reichs-Gesetzblattes kund gemacht wird.

Zum Behufe der ordnungsmäßigen Vollziehung dieses Gesetzes findet sich das k. k. Handelsministerium im Einvernehmen mit dem k. k. Ministerium des Innern und der k. k. obersten Polizeibehörde in Folge allerhöchster Ermächtigung veranlaßt, die angeschlossene Vollzugsvorschrift zur allgemeinen Darnachachtung hinauszugeben.

Die k. k. Statthaltereien werden daher auch insbesondere für die angemessene Berufung der im §. 1 (der Vollzugsvorschrift) erwähnten Prüfungs-Kommission Sorge zu tragen, so wie überhaupt die genaue Befolgung des erwähnten Gesetzes und der hierzu erlassenen Vollzugsvorschrift zu überwachen, mit dem Schlusse des Jahres 1854 aber über die bei der Ausführung dieses Gesetzes gemachten Wahrnehmungen anher Bericht zu erstatten haben.

Schließlich wird der k. k. Statthaltereien bekannt gegeben, daß die nähere Bezeichnung der technischen Lehranstalten, welche die zur Bedienung oder Ueberwachung einer Dampfmaschine oder eines Dampfkessels, so wie zur Führung einer Lokomotive oder eines Dampfschiffes zu verwendenden Individuen zu prüfen haben, nachfolgen werde.

Wien, den 11. Februar 1854.

**Vollzugsvorschrift (Instruktion) zu der Verordnung in Betreff der zu beobachtenden Sicherheitsmaßregeln gegen die Gefahr der Explosion bei Dampfkesseln aller Art.**

§. 1. Die Kommission, welche Dampfkessel aller Art zu prüfen hat, wird von der k. k. Statthaltereien des Kronlandes, in welchem die Prüfung stattzufinden hat, ernannt, und hat aus einem Polizei- (oder politischen) Beamten und einem zu diesem Geschäfte vollkommen geeigneten Kunstverständigen zu bestehen. Dieser Kunstverständige ist in den Hauptstädten, wo sich eine öffentliche technische Lehranstalt befindet, aus dem Lehrkörper dieser Anstalt zu wählen; außer diesen Hauptstädten sind als solche Kunstverständige Mitglieder der landesfürstlichen Baubehörden oder sonstige technische Beamte oder nach Umständen

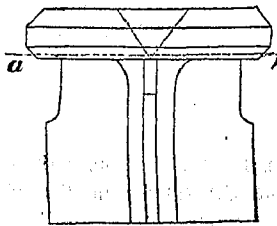
Mitglieder anderer öffentlichen Lehranstalten oder gelehrten Korporationen zu berufen. Die 1. l. Statthalterei bestimmt auch nach Maßgabe der Orts- oder sonstigen obwaltenden Verhältnisse innerhalb des ihrer Leitung anvertrauten Kronlandes den Bezirk, für welchen jede der ernannten Kommissionen zu fungiren hat und die Zeitdauer, für welche die Kommission zusammengesetzt wird.

§. 2. Als Grundlage der kommissionellen Prüfung eines Dampfkessels dient in der Regel das von der Partei (§. 2 der Verordnung) eingebrachte Gesuch um Vornahme der Prüfung und die daselbst enthaltene Angabe über die Größe der höchsten Spannung, welche der Dampf im Kessel bei der Benützung nehmen soll.

§. 3. Die kommissionelle Prüfung beginnt mit der genauen Besichtigung des Dampfkessels, welcher probirt werden soll. Hierbei ist insbesondere das Augenmerk darauf zu richten, ob der Kessel (cylindrischer Form) die gesetzlich vorgeschriebene Blechdicke (Tabelle I der Verordnung) besitze, und ob die Sicherheits-Ventile in der vorgeschriebenen Form und Größe und mit der gehörigen Lüftung (Tabelle II der Verordnung) vorhanden sind.

§. 4. Bei Kesseln, welche eine andere als cylindrische Form haben, hat die Kommission insbesondere noch die angebrachten Verstärkungen (durch Rippen, Ringe, Verankerungen, Unterstüßungsbohlen etc.) nöthigenfalls mit Zuhilfenahme der abgeforderten Detailzeichnungen gehörig zu prüfen, und mit Ueberlegung aller obwaltenden Verhältnisse von Fall zu Fall gewissenhaft zu beurtheilen, ob die angewendete Konstruktion die nöthige Sicherheit gewähre und welchen Grad die Dampfspannung in dem bezüglichen Kessel bei der Benützung nicht überschreiten darf.

§. 5. Ergibt sich bei der Besichtigung der Dampfkessel kein Anstand, so ist die eigentliche Probe folgendermaßen vorzunehmen: Von dem einen der beiden Sicherheits-Ventile wird, wenn dasselbe auf seinem Sitze flach aufliegt, der Durchmesser der Ventillöffnung, bei einem Kugel- oder Kegels-Ventile dagegen der mittlere Durchmesser des Ventils



ses (a b der nebenstehenden Figur) genau gemessen, und die betreffende Kreisfläche in Quadrat Zoll ausgedrückt, berechnet. Hierauf wird mit Rücksicht auf das eigene Gewicht des Ventiles (welches hierbei abzuziehen kommt) die unmittelbare Belastung desselben bestimmt, welche der in dem Prüfungsansuchen declarirten höchsten Dampfspannung, oder (wenn diese mit Rücksicht auf die vorhandene Blechdicke und bei

Dampfkesseln nicht cylindrischer Form nebstbei mit Rücksicht auf die angebrachten Verstärkungen zu hoch angegeben worden wäre) jener Dampfspannung entspricht, welche nach der gesetzlich vorgeschriebenen Kesselblechdicke und mit Beachtung der bei nicht cylindrischen Dampfkesseln angebrachten Verstärkungen zulässig erscheint. Auf solche Weise erhält man die direkte Belastung des Ventils beim Gebrauche des Kessels.

Verdoppelt man daher dieses Belastungsgewicht, so hat man mit Hinzufügung des Ventildgewichtes, jenes Gewicht, mit welchem das Ventil bei der Kesselprobe unmittelbar belastet werden muß.

§. 6. Nachdem nun dieses Ventil mit dem so berechneten doppelten Gewichte belastet, und das zweite Ventil entweder ganz festgemacht, oder wenigstens überlastet worden ist, und auch alle übrigen Oeffnungen und Kommunikationen des Kessels, mit Ausnahme der zum Einpumpen des Wassers reservirten Oeffnung, verschlossen worden, wird mittelst einer Druckpumpe so lange in den Kessel Wasser eingepumpt, bis dasselbe aus der so belasteten Ventillöffnung rings herum strahlenförmig auszusprühen anfängt, und die Strahlen dabei gleichsam eine ringförmige Wasserfläche bilden. Hierbei ist jedoch zu beachten, daß bei einem undichten Verschlusse des Ventiles, oder auch, wenn dasselbe schief gedrückt wird, noch lange bevor der nöthige Druck erreicht ist, und das Ventil gehoben wird, einzelne Wasserstrahlen ausströmen können, daher zur Vermeidung von Täuschungen die obervänte Erscheinung der vollen strahlenförmigen Ringfläche abgewartet werden muß.

§. 7. Wirkt das Belastungsgewicht nicht unmittelbar, sondern mittelst eines Hebels auf das erwähnte Sicherheits-Ventil, so muß das auf die vorige Weise berechnete Belastungsgewicht nach statischen Gesetzen auf den äußersten Aufhängepunkt des Hebels reducirt werden.

Das dabei zu berücksichtigende eigene Gewicht des Hebels wird am sichersten und einfachsten dadurch in Rechnung gebracht, daß man untersucht, welchen Druck der am Drehungspunkte (Hypomochlion) nur leicht und drehbar, und zwar in horizontaler Lage gehaltene Hebel mit seinem als Aufhängepunkt des Gewichtes dienenden Endpunkt auf eine

Wage ausübt, welcher in Pfunden ausgedrückte Druck sofort von dem für den mathematischen Hebel reducirten Aufhängegewicht abzuziehen kommt.

Hat z. B. das betreffende Sicherheits-Ventil 4 Zoll geltenden Durchmesser und 2 Pfund im Gewichte, und sollen in dem zu probirenden Kessel Dämpfe von 3 Atmosphären Spannung über den mittleren Luftdruck (d. i. Dämpfe von 3 Atmosphären effektiver Spannung) erzeugt werden, so erhält man zuerst für die Ventillfläche:  $(F = \frac{1}{4} \pi D^2) = \frac{1}{4} \times 3 \cdot 14 \times 16 = 12 \cdot 56$  Quadrat Zoll (als genau genug). Da nun beim Gebrauche des Kessels jeder Quadrat Zoll einen Druck von  $3 \times 12 \frac{3}{4} = 38 \frac{1}{4}$  Pfund über den Luftdruck aushalten soll, so muß das Ventil (nebst dem äußern Drucke der Atmosphäre) noch mit  $38 \frac{1}{4} \times 12 \cdot 56 = 480 \cdot 4$  Pfund von außen nach innen gedrückt, folglich außer dem eigenen Gewichte noch mit einem Gewichte von  $480 \cdot 4 - 2$ , d. i. von 478·4 ( $478 \frac{1}{10}$ ) Pfund bei der Benützung des Kessels belastet werden.

Da ferner der Dampfkessel auf die doppelte Spannung, d. i. auf 6 Atmosphären Ueberdruck (über den Luftdruck) probirt werden muß, so ist es nöthwendig, jeden Quadrat Zoll der Ventillfläche mit  $6 \times 12 \frac{3}{4} = 76 \frac{1}{2}$  Pfund, also das ganze Ventil mit  $12 \cdot 56 \times 76 \frac{1}{2} = 960 \cdot 9$  Pfund, oder nach Abschlag des Ventildgewichtes noch mit  $960 \cdot 9 - 2$ , d. i. mit 958·9 Pfund zu belasten, welches Gewicht aber auch einfach dadurch gefunden wird, daß man das schon für die Benützung des Kessels bestimmte Belastungsgewicht 478·4 Pfund verdoppelt, und noch das Ventildgewicht beifügt, indem  $2 \times 478 \cdot 4 + 2$  ebenfalls 958·8 gibt.

Anmerkung. Da es bei der Probe auf Bruchtheile, ja selbst auf ein ganzes Pfd. mehr oder weniger nicht ankommt, so würde man im gegebenen Falle bei der Probe einfach das Gewicht von 960 Pfund auflegen.

Ist jedoch das Sicherheits-Ventil nicht direkt, sondern mittelst eines um C drehbaren Hebels AC (der nebenstehenden Figur) an dessen Endpunkte A das Gewicht P aufgehängt wird, be-



lastet, so findet man das nöthige Aufhängegewicht für das vorliegende Beispiel auf folgende Weise:

Gesetzt, es betrage der Abstand des Drehungspunktes C vom Mittelpunkt B des Ventils (d. i. die Projektion) drei, und vom Aufhängepunkte A des Gewichtes 24 Zoll, so wäre der Hebel (wegen  $CB = 3$  und  $CA = 24$ , also  $\frac{CA}{CB} = \frac{24}{3} = 8$ ) sofort 8mal überseht, und es müßte, wenn der Hebel selbst kein Gewicht hätte, das vorhin für den Gebrauch des Kessels gefundene Belastungsgewicht von 478·4 Pfund durch 8 dividirt werden, um das Aufhängegewicht in A zu erhalten, was sofort  $\frac{478 \cdot 4}{8} = 59 \cdot 8$  geben würde. Da jedoch der

Hebel selbst schon ein Gewicht besitzt, so muß dieses, auf den Aufhängepunkt A reducirt, von dem vorigen Gewichte abgezogen werden; drückt nun der Hebel (nach der obigen Anleitung gewogen) mit seinem Endpunkte A auf die Wage aufgelegt, und in C leicht gehalten, wobei AC horizontal liegt, z. B. mit  $2 \frac{1}{4}$  Pfund, so muß dieses Gewicht (als das genannte auf den Punkt A reducirte Gewicht des Hebels) von dem vorigen abgezogen werden, wodurch man für das gesuchte Aufhängegewicht P sofort  $59 \cdot 8 - 2 \cdot 75 = 57 \cdot 05$ , d. i. 57 Pfund erhalten würde.

Ebenso findet man das während der Kesselprobe nöthige Aufhängegewicht, indem man das vorhin dafür berechnete direkte Belastungsgewicht von 958·9 Pfund wieder mit 8 dividirt, und vom Quozienten das auf den Aufhängepunkt A reducirte Hebelgewicht von  $2 \frac{3}{4}$  Pfund abzieht; dadurch erhält man  $\frac{958 \cdot 9}{8} - 2 \cdot 75 = 117 \cdot 11$ , nämlich praktisch genommen ein Aufhängegewicht von 117 Pfund.

Anmerkung. Wollte man bloß ganz einfach das für die Benützung des Kessels berechnete Aufhängegewicht verdoppeln, so würde man das für die Kesselprobe nöthige Belastungsgewicht zu klein annehmen, und zwar um so mehr, je größer das eigene Gewicht des Hebels und Ventiles ist. So wäre in dem erwähnten Beispiele das doppelte Aufhängegewicht (d. i. zweimal 57) 114 Pfund, also um 3 Pfund zu gering.

§. 8. Besitzt das zweite Sicherheits-Ventil genau dieselbe Größe und Zubehaltung wie das erste, so gilt auch dafür dasselbe Belastungsgewicht, welches auf die oben angegebene Weise für das erste Ventil ausgemittelt wurde; wenn nicht, so muß von der Prüfungs-Kommission dieses Gewicht besonders berechnet werden.



§. 9. Sollte ein Sicherheits-Ventil nicht bloß durch einen einfachen, sondern zur Ersparung von Raum mittelst eines zusammengefügten Hebels niedergehalten werden, so wird die Rechnung zur Bestimmung des nöthigen Aufhängegewichtes genau ebenso, wie oben bei dem einfachen Hebel geführt.

§. 10. Die Prüfungs-Kommission wird darauf zu sehen haben, daß weder am Ventile noch selbst am Hebel, oder bei Lokomotivkesseln an der Federwage ein Hinderniß liegt, welches dem betreffenden Ventile die hinreichende Subhöhe unmöglich macht. So darf z. B. der dem Hebel zur Führung dienende Bügel nach oben nicht zu kurz ausgeschliffen sein, weil sich sonst der Hebel in dem Schlitze schon anlegt, bevor er hoch genug gehoben ist; ebenso muß bei der Federwage die Platte mit der getheilten Skala nach abwärts tief genug geschliffen sein, um dem Zeiger beim Heben des Hebels das nöthige Spiel zu lassen.

Inbesondere ist bei einer gewöhnlichen Federwage zu untersuchen, ob die Länge und das Spiel der Feder dermaßen ist, daß bei einer Zunahme der Dampfspannung ein hinreichendes Lüften eintritt (§. 14 der Verordnung).

§. 11. Da nach der Tabelle II der Verordnung die Größe der Sicherheits-Ventile von der Größe der Feuerfläche des bezüglichen Dampfkeffels (d. i. von derjenigen Fläche des Kessels, welche von Feuer und Rauch bestrichen wird) abhängig ist, so hat die Kommission zur Erprobung des Dampfkeffels diese Feuerfläche auf folgende Weise zu berechnen:

- a) Ist für einen ganz einfachen cylindrischen Kessel D der Durchmesser und L die Länge desselben (beide Maße in Fuß ausgedrückt), so nimmt man für die Feuerfläche  $2DL$  Quadratfuß, d. i. man multipliziert den doppelten Durchmesser des Kessels mit seiner Länge.
- b) Besteht ein solcher Kessel außerdem auch ein der Länge nach durchziehendes Feuerrohr (Kanone) vom Durchmesser d Fuß, so nimmt man für die gesammte Feuerfläche  $(2D + 3d)L$  Quadratfuß, d. h. man addirt zum doppelten Durchmesser des Hauptkeffels den dreifachen Durchmesser des Feuerrohres und multipliziert diese Summe wieder mit der Länge des Kessels.

Im Falle zwei solche Feuerrohre vorhanden wären, würde man die Feuerfläche auf gleiche Weise  $(2D + 6d)L$  Quadratfuß erhalten.

- c) Ist der Hauptkeffel statt mit einem Feuerrohr mit n Siederöhren (Bouilleurs) jede vom Durchmesser d und der Länge l versehen, so wäre für die Feuerfläche  $2DL + 3ndl$  Quadratfuß zu nehmen, wenn wieder die sämmtlichen Maße in Fuß ausgedrückt werden.

Für eine Siederöhre wäre (wegen  $n = 1$ ) diese Größe  $2DL + 3dl$ , für zwei Siederöhren, als den gewöhnlichen Fall, würde die Feuerfläche (wegen  $n = 2$ ) sofort  $2DL + 6dl$ , so wie für drei Siederöhren  $2DL + 9dl$  Quadratfuß betragen.

- d) Bei Röhrenkesseln (wie z. B. bei Lokomotiven), bei welchen die Feuerfläche der Röhren mehr als die Hälfte der Gesammtfeuerfläche beträgt, ist die Feuerfläche der Röhren nach der genannten Formel zu rechnen,  $3 \cdot 14 n \cdot d \cdot L$ , wobei n die Anzahl, d den Durchmesser und L die Länge der Röhren bezeichnet.
- e) Besteht ein Dampfkeffel mit Siederöhren auch noch ein Feuerrohr vom Durchmesser d, so muß man (nach der obigen Berechnung lit. c) in den vorigen Formeln das erste Glied  $2DL$  durch jenes  $(2D + 3d)L$  ersetzen.
- f) Für Dampfkeffel von theilweise ebenen Wänden oder von sonstiger Form (wie diese z. B. bei Dampfmaschinen, Lokomotiven oder bei Dampfkeffeln mit inwendiger Feuerung vorkommen), hat die Kommission von Fall zu Fall die Feuerfläche auf verlässliche Weise nach den Regeln der Geometrie zu berechnen.

§. 12. Bei der Gradrirung der Skala der Federwagen, oder bei Bezeichnung des Punktes, welcher der bei der Kesselprobe festgesetzten Belastung des Hebels entspricht, muß auf das eigene Gewicht der Federwage die gehörige Rücksicht genommen werden. Wird die Skala derart festgelegt, daß die Federwage an ihrem oben in dem Ventilschüssel zu befestigenden Ende fest aufgehängt wird, an dem unteren beweglichen an der Spiralfeder hängenden Niegel aber nach einander folgende Gewichte angehängt werden, welche mit Rücksicht auf das relative Gewicht des Hebels und des Ventils der verschiedenen zu markirenden Dampfspannungen entsprechen, so ist von jedem solchen anzuhängenden Gewichte jedesmal das eigene Gewicht des ganzen Federgehäuses, sammt Feder, Zugstange und Niegel zuerst abzuziehen. Das eigene Gewicht der Federwage kommt aber nicht in Betrachtung, wenn die

Spannung der Federwage und die dabei vorgenommene Theilung der Skala nicht durch direkt an die Federwage angehängte Gewichte, sondern dadurch geschieht, daß die Federwage an dem unteren Ende festgemacht, das obere Ende aber an den Wagbalken einer passenden Krämerwage angehängt wird, und man dann durch Einlagen von, wie oben für die verschiedene Dampfspannung berechneten Gewichten in die entgegengesetzte Wagschale, die gesuchte Dehnung der Feder erzielt.

§. 13. Mit besonderer Sorgfalt hat die Kommission auch das Manometer (und zwar sowohl rücksichtlich der Zweckmäßigkeit der Konstruktion, als auch in Betreff der Richtigkeit) zu prüfen, und sich von der Genauigkeit der Skala durch praktische Erprobung die Ueberzeugung zu verschaffen. Auch ist es wünschenswerth, daß der Punkt der bei der Benützung des Dampfkeffels zulässigen höchsten Dampfspannung an dem Manometer deutlich ersichtlich gemacht werde.

§. 14. Die mit der Kesselprobe beauftragte Kommission hat sich übrigens nicht bloß von den in den vorstehenden Paragraphen speziell aufgeführten Bestandtheilen zc., sondern überhaupt von dem Vorhandensein aller gesetzlich vorgeschriebenen oder der Natur der Sache nach sich ergebenden Sicherheitsbedingungen (z. B. von der Qualität des Kesselbleches, der Beschaffenheit der Nietungen zc.) des zu probirenden Dampfkeffels die gewissenhafte Ueberzeugung zu verschaffen.

§. 15. Findet die Kommission Mängel oder Gebrechen, welche die vorzunehmende Probe unzulässig machen, oder zeigen sich nach der Erprobung an dem Dampfkeffel Unvollkommenheiten oder Mängel (Formveränderungen, Risse in einzelnen Blechstücken, wenn diese auch nicht auf die ganze Dicke reichen; Rinnen der Vernietungen zc.), so sind diese gemachten Beobachtungen von der Kommission wahrheitsgetreu in dem aufzunehmenden Protokolle oder der zu erstattenden Relation aufzuführen, und zugleich das Gutachten beizufügen, ob der fragliche Kessel auf Grund dieser Gebrechen zur Benützung gänzlich untauglich sei, oder bloß einiger, und welcher Verbesserungen, Ergänzungen oder Veränderungen zc. bedürfe, und nach deren Vornahme einer neuerlichen Probe unterzogen werden solle.

§. 16. Hat die vorgenommene Probe ein günstiges Resultat geliefert, so hat die Kommission die Ventile und etwa vorhandenen Hebel mit einem einzuschlagenden Stempel zu versehen, und in dem aufzunehmenden Protokolle oder dem zu erstattenden Berichte die Dimensionen der Ventile und Hebel (in soweit dieselben maßgebend sind) sammt der Größe des Belastungs- oder Aufhängegewichtes, oder bei Lokomotivkesseln, die höchste Spannung der Federwage, welche bei Benützung des Kessels nicht vermehrt werden darf, je wie nach Umständen das Maß der erforderlichen Lüftung der Ventile (siehe Anmerkung zur Tabelle II) anzugeben.

Auch ist in diesem Protokolle oder Berichte jedesmal der probirte Kessel so viel als thunlich zu individualisiren, daher anzugeben, welcher Gattung der probirte Kessel angehöre, welche Blechdicke (und allfällige Verstärkungen) derselbe besitze, welche Dimension derselbe habe, ob derselbe und mit wie viel Siebe- oder Feuerrohren versehen sei zc.

§. 17. Die Mitglieder der Kommission haben die Vornahme der Kesselprobe (und zwar in der Regel nach der Reihenfolge der ihnen dießfalls zugetheilten Ansuchen), so wie die periodischen Revisionen, als Amtssache unentgeltlich zu verrichten. Bei Entfernung von ihrem Amtsitze erhalten dieselben jedoch die gesetzlichen Reise- und Zehrungskosten. Eine Geschenkannahme von Seite der Parteien ist den Mitgliedern der Kommission strenge untersagt.

§. 18. Bei den periodischen Revisionen (§. 27 des Gesetzes), ist mit aller Umsicht (jedoch mit möglichster Vermeidung aller unnöthigen Belästigung des Eigenthümers des Dampfkeffels) vorzugehen. Bei diesen Revisionen ist vorzugsweise das Augenmerk auf den gefahrlosen Zustand des Dampfkeffels und seiner Bestandtheile zu richten, mit besonderer Berücksichtigung dessen, wovon nach den Umständen des speziellen Falles eine bedeutendere Abnützung oder eine (absichtlich oder durch Nachlässigkeit bewirkte) Veränderung zu vermuthen ist. Namentlich sind daher die Belastungen, Federwagen und Hebel der Ventile genau zu revidiren, und hierbei zu sehen, ob sich nicht etwa Spuren einer Mehrbelastung, Festheilung und sonstigen Erschwerung des Spieles der Ventile zeigen.

Manometer, Wasserstandanzeiger und Speiseapparate sind in Betreff ihrer fortwährenden Richtigkeit und Regelmäßigkeit zu prüfen.

Die Kommission kann auch, falls es ihr erforderlich erscheint, die Kaltlegung des Kessels fordern, um den Kessel von innen untersuchen zu können.

Es ist ferner darauf zu sehen, ob die Probestempel an den Ventilen und Hebeln vorhanden sind, ob sich das Certificat nach Vorschrift

des §. 18 des Gesetzes aufbewahrt befindet, ob gegen die Bildung des Kesselfeines die nöthigen Vorrichtungen beobachtet werden etc.

Ueber jede solche Revision ist ein Protokoll aufzunehmen, und mit den erforderlichen Anträgen an die Sicherheitsbehörde zu leiten.

Außerdem sind Anordnungen, die sogleich von der Kommission zu treffen, hiervon jedoch gleichfalls in dem Protokolle die gehörige Erwähnung zu machen.

### Generalagentie der Eisenindustriellen des österreichischen Kaiserstaates.

Die gegenwärtigen politischen Verhältnisse Europa's, die, wie der 21. Bericht besagt, im Allgemeinen auf dem Handel drückend lasten, trafen das Eisenwesen nicht in dem früher befürchteten Maße, da die statt habenden Kriegsrüstungen vergrößerte Lebhaftigkeit hierin hervorriefen.

Diese Bedürfnisse hätten, wenn gleich Bauten beschlossener Eisenbahnanlagen aus Geldmangel da und dort in ihrer Ausführung gehemmt werden, und russische Bestellungen in England auf diesjährige Lieferungen von heiläufig 1,800,000 Wr. Ztr. Rails zurückgenommen wurden, dennoch die Eisenpreise im Auslande allervorts auf ihrem hohen Standpunkte erhalten und in einigen Staaten hätte die eigene Erzeugung diese hervorgerufenen Erfordernisse an Eisenmaterial selbst nicht genügend zu decken vermocht.

Frankreich benötigte dieses Jahr für den Ausbau der bereits projektierten Eisenbahnanlagen durchschnittlich 5,357 143 Wr. Ztr. Eisenbestandtheile und könne aus der heimischen Produktion kaum zwei Drittel des Bedarfes hierzu aufbringen; weil manche Eisenindustrielle noch mit ihren frühern Lieferungs-Kontrakten um mehrere Monate zurück sind: daher man nothgedrungen sei, sich das fehlende Quantum von wenigstens 1,795 714 Wr. Ztr. aus dem Auslande beizuschaffen.

Nordamerika mußte bei seiner auf 377 Hohöfen erzielten jährlichen Produktion an Roheisen von 10,165 590 Wr. Ztr.

aus dem Auslande . . . 1,876 140 „ „ Roheisen und  
6,041 934 „ „ gewalztes Eisen,

zusammen 7,918 074 Wr. Ztr. beziehen, was deutlich die Größe des Eisenverbrauchs in diesem Lande vor Augen stellt.

Von der eigenen Erzeugung 10,165 590 Wr. Ztr. Roheisen wurden 6,219 954 „ „ zum Guße verwendet, und der Rest 3,945 636 Wr. Ztr. gab raffinirtes Eisen.

Die Roheisen-Produktion beschäftigt 20 208 Arbeiter, und lieferte einen Werth fl. 26 772 432 Silbergeld. Gießereien mit 23 541 Arbeitern lieferten einen Werth an Waaren von fl. 52 727 125, und die Raffinirwerke mit 13 178 Arbeitern fl. 35 168 855 Silbergeld, und es beschäftigte somit die Eisenindustrie gegenwärtig in Nordamerika bereits 56 927 Arbeiter und bringe ein Kapital von

114 668 412 fl. Silbergeld zum jährlichen Umsatz, wovon  
26 772 432 „ auf das Rohmaterial, und  
87 895 980 „ für raffinirtes Eisen entfallen.

England habe trotz der politischen Wirren, Geldkalamitäten und hohen Frachten fortwährend einen lebhaften Eisenhandel, so zwar, daß manche Eisenwerksbesitzer bis auf ein halbes Jahr im Voraus mit Bestellungen-Vormerkungen versehen sind.

Von schottischem Roheisen sind in diesem Jahre bereits 3 690 000 Wr. Ztr. für dortigen Lokal-Konsum und zur Ausfuhr verwendet worden, während die Erzeugung um 270 000 Wr. Ztr. in diesen drei Monaten geringer als im vorigen Jahre zu gleicher Zeit war.

Gegenwärtig bestche der Vorrath an schottischem Roheisen aus 2 970 000 Wr. Ztr. Die Preise haben nur Schwankungen von 8½ fr. am Wr. Ztr. erlitten; im Januar war der Durchschnittspreis fl. 2 fr. 7

der Wiener Ztr.; im Februar und März fl. 2 fr. 10 für gemischte Nummern.

Nr. 1 schwankte zwischen fl. 2 fr. 11 und fl. 2 fr. 31½, Gartsherrie Nr. 1 bedung vorige Woche fl. 2 fr. 26½, den Wr. Ztr. und ist heute schwer zu erreichen.

Auch die Transportkosten auf dem Kanal von 5 fr. pr. Wr. Ztr. mußten um 1½ fr. erhöht werden.

Die schottische Roheisen-Produktion schätzt man auf fl. 28 000 000 Silbergeld, wovon etwas über die Hälfte mit fl. 15 000 000 auf den Arbeitslohn entfällt.

In Staffordshire herrscht große Frage nach Roheisen, da für die dortigen Verfeinerungswerke die eigene Produktion den Bedarf nicht deckt, dieselbe auch nicht erweitert werden könne, weil die hierzu nöthigen Kohlen und Eisensteine nicht beizustellen sind.

Gute reichhaltige Eisenerze werden bereits mit 36½ fr. der Wr. Ztr. bezahlt.

Eisenbleche, besonders aber Kesselsplatten, haben so bedeutende Nachfrage, daß Aufträge darauf bei einigen Walzwerken zurückgewiesen werden mußten, und dennoch haben die Eisenwerksbesitzer bei ihrer kürzlich abgehaltenen vierteljährigen Versammlung beschlossen, die bestehenden Preise der Eisensorten beizubehalten und sie nicht zu erhöhen, obgleich der verminderte Gewinn und die täglich im Preise steigende Kohle eine Steigerung gerechtfertigt hätten.

Die Preise sind in Staffordshire loco Werk für  
Stabeisen fl. 5 fr. 33½ pr. Wr. Ztr.,

Bandeisen „ 6 „ 6½ „ „ „ und  
Bleche „ 6 „ 40 „ „ „ Silbergeld geblieben, wie sie anfangs des Jahres waren.

Von dem Werthe der Gesamtausfuhr Englands im Jahre

1852 mit fl. 713 750 660 Silbergeld  
1853 „ „ 873 573 060 „ entfielen auf das  
Eisen, und zwar:

		Wr. Zentner	
Roheisen . . . . .	1852:	4 328 838	mit fl. 5 575 860 Silbergeld.
„	1853:	5 931 198	„ „ 10 524 210 „
Gusseisen . . . . .	1852:	1 113 570	„ „ 4 893 040 „
„	1853:	1 096 038	„ „ 5 766 550 „
Gewalztes Eisen	1852:	12 823 992	„ „ 50 163 100 „
„	1853:	15 008 400	„ „ 83 317 720 „
Eisendraht . . . . .	1852:	94 878	„ „ 942 160 „
„	1853:	178 146	„ „ 2 048 660 „

oder summarisch im Jahre

1852: 18 361 278 Wr. Ztr. im Werthe von fl. 61 574 160  
und 1853: 22 159 782 „ „ „ „ 101 657 140  
Silbergeld, mit Ausnahme der Maschinen, welche in dieser Zusammenstellung nicht begriffen sind. Diese Ausfuhr brachte dem Lande außer dem bereits hiervon abgezogenen Arbeitslohne nach einer oberflächlichen Berechnung wenigstens eine Summe von 35 Millionen Gulden in Silbergeld vom Auslande zu.

Trotz dieses zunehmenden Wohlstandes in der Eisenindustrie und der dargestellten Ausfuhr bedurfte England noch immer fremdes Stabeisen für die Gußstahl-Fabrikation, und zwar im Jahre

1852 . . . 600 768 Wr. Ztr.

1853 . . . 859 986 „

Der Bericht schließt endlich mit den Worten, die General-Agentie finde sich um so mehr veranlaßt, die genaue Darstellung der ausländischen Eisen-Industrie zur Kenntniß zu bringen, da der hieraus ersichtliche außerordentliche Aufschwung zur Ermuthigung, Hebung und Erstarbung der heimischen Eisen-Industrie beitragen dürfte.

# Clementare und analytische Behandlung der verschiedenen Cycloiden, ihrer Tangenten, Normalen, Krümmungskreise, mit besonderer Rücksicht auf die harmonischen Beziehungen zu den Evoluten.

Von Dr. Behme, Direktor der Provinzial-Gewerbeschule zu Hagen.

Mit 4 Tafeln.

Iserlohn und Elberfeld bei Julius Bädeler, 1854.

Im Gegensatz zu Compendien und Lehrbüchern, welche gewöhnlich nach vorgezeichnetem Plane bearbeitet, hinreichend verbreitet und belohnt werden, pflegen Monographien sowohl bekannter, noch nicht erschöpfter, als auch neuer Gegenstände, werthvolle wie unbedeutende, ihre Veröffentlichung einem Opfer des Verfassers oder Verlegers zu verdanken. Da die hier vorliegende zu den bessern Erscheinungen gezählt werden muß, so ist, schon der praktischen Benützung bei technischen Anlässen wegen, eine Ausnahme von der unerfreulichen Regel zu hoffen.

Abgesehen von der Anwendung bei Verzahnungen u. a., wofür die hier gegebene Theorie wohl mehr als hinreichend ist, während zu wirklicher Ausübung dem Leiter des Mechanismus noch genug zu ermitteln übrig bleibt, verdient diese Schrift jedenfalls eine ehrenvolle Erwähnung, in so ferne sie vollständig leistet was sie verspricht, und das Geleistete in angemessener Form zusammenstellt.

Wenn gleich die allgemeinen Eigenschaften (A. S. 1 bis 8) der Kurven überhaupt, bei jenen die ein Buch mit gegenwärtigem Titel zur Erlangung spezieller Kenntnisse vornehmen, als bekannt vorauszusetzen sind, so möchte man dennoch diese Einleitung nicht wegwünschen; da sie wenig Raum einnimmt und doch, wie (§. 4, 8) in Bezug auf später Vorkommendes (§. 12, 27) dem Leser das Nachsehen in weitläufigern Werken erspart.

Die (§. 9 bis 33) folgende synthetische Begründung, obgleich meistens bekannter Wahrheiten, ist der in Behandlung originelle und somit verdienstlichere Theil der Arbeit. Gegen die Erklärungen ist nichts zu erinnern, als daß es etwas auffallend scheint, sogleich nach Abfertigung der allgemeinsten Begriffe und mit Ueberspringung der zunächst einfacheren, die Umwälzungen auf Kreisen abzuhandeln, und die gemeine Cycloide auf gerader Basis zum Schlusse nachzuholen. Man sollte meinen, der Herr Verf. wolle das bei den mehr verwickelten Gebilden ein für allemal Klargemachte benützen, um die leichteren dann um so kürzer faßlich darzustellen; allein dieß geschieht nicht: die Cycloide wird genau so ausführlich erörtert, wie sie es am vordersten Plage werden mußte.

Beweise für die Congruenz der Wiederholungen cycloidischer Umgänge werden im analytischen Theile (§. 37, 52) mit aller Umständlichkeit geliefert, nachdem früher dasselbe (§. 9, 10, 24) mit dem stehenden Ausdrucke: „wie man sich leicht überzeugen kann“ abgefertigt worden. Ich finde es ganz recht, diese Wahrheit als Axiom zu behandeln; aus gleichen Daten und Bedingungen entstehen nur gleiche Ergebnisse. Bei gerader oder kreisförmiger Basis, deren gleichmessende Theile einander durchaus ähnlich sind, ist die Congruenz eben so einleuchtend, als es die Nichtcongruenz bei Umgängen auf Ellipsen, Hyperbeln oder Schneckenlinien wäre. In solchen Fällen würde keine Umwälzung der nächstfolgenden ähnlich sein, und dennoch müßte man die Bahn der diametralen Gegenpunkte einer solchen elliptischen oder Helikal-Epicycloide auch ihre Gegenepicycloide nennen. Sie wird also auch nicht, wie §. 37 besagt, deßhalb so genannt, weil sie congruent ist. Ein anderes ist es mit dem Sage (§. 45) von der Aehnlichkeit der Evolute mit der Gegenkurve. Die Herleitung

ist bündig und, da sich die Sache nicht wie bei obigem von selbst versteht, zweckmäßig.

Die harmonischen Beziehungen zu den Evoluten, wornach z. B. (§. 13) jeder von einem Punkte A der Epicycloide durch den Krümmungs-Mittelpunkt X und den Berührungspunkt C des Wälzkreises mit dem Grundkreise, bis an des letztern Gegenrand geführten geraden AF, in ihren drei Theilen die beständige Proportion  $XF:XC = AF:AC$  eigen ist u. s. f. sind interessante Folgerungen, auf welche der bescheidene Verfasser das Recht der Erfindung anspricht. Ich wüßte auch in der That keine ältere Stelle nachzuweisen, wodurch ihm diese Priorität streitig gemacht werden könnte. Außerdem bleibt ihm das Verdienst zuerkannt, daß auch das übrige, mehr oder minder schon Bekannte, durch seinen Vortrag allgemein zugänglicher wird. Die Auflage ist sorgfältig und gefällig; auch die Tafeln sind ganz geeignet, die Natur der besprochenen Krümmen anschaulich\*) zu machen.

Niebl v. Leuenstern.

## Theoretisch-praktische Anleitung zur Räder-Verzahnung

von Peter Nittinger, l. l. Sektions-Math.

(Eingefendet.)

In dieser bei Friedrich Manz in Wien so eben erschienenen Schrift gibt der Herr Verfasser in gedrängter Kürze und dabei dennoch mit aller wünschenswerthen Klarheit und Vollständigkeit über den so wichtigen Theil der praktischen Mechanik, die Räder-Verzahnung, eine Abhandlung, von welcher mit Recht behauptet werden kann, sie erschöpfe Theorie und praktische Regeln ohne Weitschweifigkeit. Obwohl über diesen Gegenstand von Theoretikern und praktischen Maschinenbauern schon vieles geschrieben wurde, so entspricht das vorliegende Werkchen dennoch einem wirklichen Bedürfnisse des theoretisch-praktischen Maschinenbauers.

Der Herr Verfasser rechtfertigt seine Arbeit in dem Vorworte u. A. mit folgenden Worten:

„Es gibt nicht sobald einen Maschinen-Bestandtheil, welcher so vollkommen nach der Theorie und mit so entsprechend günstigem Erfolge sich ausführen läßt, als es die Radzähne sind. Und wie selten findet man Räder, welche in ihrem Baue den theoretischen Anforderungen wirklich entsprechen?“

„Wie werden dieselben meistens handwerksmäßig nach alt hergebrachten Regeln gebaut, obwohl weder die Theorie der Verzahnung an sich schwer zu begreifen, noch die Ausführung der Verzahnung nach der Theorie mit Umständen verbunden ist! — Der Grund hiervon liegt wohl in der Art und Weise, wie dieser Gegenstand in den meisten mechanischen Werken behandelt wird; entweder begnügt man sich mit der Entwicklung der Grundprinzipien der Verzahnung, ohne die nähere Anleitung zur Anwendung in der Praxis zu geben, belästigt vielmehr den Anfänger mit einer Menge eingeflochtener, ganz unnützer Berechnungen, die nur verwirren, aber nicht belehren; oder man bringt die Anweisung zur Verzahnung außer allen Verband mit der Theorie und beschränkt sich auf die Angabe einiger Recepte. Der Anfänger steht sich in seiner ersten Verlegenheit zu den letzteren gedrungen, weil sie denn doch etwas Bestimmtes liefern, und findet, daß er endlich doch so ziemlich damit durchkommt. Damit ist jedoch schon der erste Schritt zum bloßen Handwerker gethan, dem bald andere nachfolgen. Meiner Ansicht ist bei einem Ingenieur nichts so sehr verwerflich, als wenn er

\*) Auch vergleichende Darstellungen individueller Kurven, die auf ganz verschiedenen Gesetzen beruhend, sich doch nahezu ähnlich erscheinen, sind für

die Theorie bei Seite setzt und seine Ueberzeugung endlich auf bloße Erfahrungen gründen zu müssen glaubt." —

Der sachverständige Leser wird nach Durchsicht dieser Abhandlung eingestehen müssen, daß der Herr Verfasser sein im Vorworte weiter gegebenes Versprechen:

„Die Theorie der Verzahnung in einer möglichst einfachen und überzeugenden Weise darzustellen, mit steter Rücksicht auf die Anwendung im Maschinenbaue, und mit Hinweglassung alles Ueberflüssigen in hohem Maße erfüllt habe.“

Möge daher durch möglichste Verbreitung dieses Werkes dem Herrn Verfasser die verdiente Anerkennung zu Theil werden.

### Mittheilungen vom Vereine.

#### a. Monatsversammlung des österreichischen Ingenieur-Vereines am 7. März 1854.

Hr. E. Kraft legte die von ihm auf Grundlage einer von den k. k. Inspektor Hrn. Karl Meißner mitgetheilten Zeichnung ausgeführte hydrostatische Winde zur Ansicht vor, und indem er die Vortheile dieser Hebevorrichtung umständlich erörterte, und hierin vorzüglich auf die Vermeidung nicht selten, bei dem Gebrauche der gewöhnlichen Winden für große Lasten, vorkommender Unglücke, und auf den Vortheil ihres geringern Gewichtes und ihrer leichtern Handhabung hinwies, machte er die Versammlung auf die von ihm befolgte abweichende Konstruktion aufmerksam, wodurch ihre Anfertigung bedeutend erleichtert und daher ihre Anschaffung wohlfeiler und außerdem eine dem hydrostatischen Drucke entsprechendere Dichtung erhält, und hierdurch ihre Wirksamkeit erhöht und gesichert wird.

Hr. Kraft zeigte zugleich an, daß er sich diese verbesserte Konstruktion bereits patentiren ließ, und eine bedeutende Anzahl dieser verbesserten Winden von verschiedenen Durchmessern in Ausführung zu nehmen Gelegenheit habe.

#### b. Vortrag in der Monats-Versammlung am 3. April 1854.

Herr Strecker sprach über die Einrichtung der Wasserstationen-Wärmapparate bei Eisenbahnen und entwickelte die Grundsätze, nach welchen deren Größen und Verhältnisse anzuordnen seien. — Obwohl über diesen Gegenstand durchaus nichts Neues gesagt werden könne, so erscheine es doch nicht unangemessen, in kurzem diejenigen

solche angenehm belehrend, welche sich eben mit deren Theorie beschäftigen. Ich erlaube mir bei gegenwärtigem Anlasse, eine jener alten Zeichnungen, durch welche ich mir die Raumverhältnisse ähnlicher Gestalten recht auffallend zu machen suchte, im vergrößerten Maße vorzulegen. Es ist die Ellipse mit dem Axenverhältnisse (2:π), verglichen mit der gemeinen Cycloide.

Die halbe Cycloide  $a\beta c$  (nebenstehende Figur) und die Viertelellipse  $a\beta c$  berühren sich, wie bekannt, nur in  $a$  und  $c$ ; diese ist also um den Flächenraum  $a\beta c\beta$  größer als erstere. Wird  $oc$ , der Durchmesser des Wälzungskreises, als Einheit genommen, so ist

$$a\beta c\beta = \frac{R^2 \pi}{2} = 4.9348010...$$

$$\text{und die entsprechende halbe Cycloide } a\beta c\beta = \frac{3}{2} \cdot R^2 \pi = 4.7123899...$$

Die zwischen ihnen eingeschlossene Fläche also

$$a\beta c\beta = 0.2224111...$$

auch gleich 0.047197... der halben Cycloide,  $\left\{ \begin{array}{l} \text{jede als} \\ \text{oder } 0.045069... \text{ der Viertelellipse,} \end{array} \right. \left\{ \begin{array}{l} \text{Einheit} \\ \text{betrachtet} \end{array} \right.$

welche beide sich verhalten wie 1 : 1.047197...

Riedl v. Leuenstern.

Grundsätze im Zusammenhange anzuführen, welche der ausübende Ingenieur bei derlei Anlagen zu befolgen habe.

Der Vortragende, ohne in allgemeine Erörterungen einzugehen, zeigte diese an einem bestimmten Beispiele, nach welchem sie für jeden beliebigen Fall leicht entlehnt werden können.

1. Es seien auf einer Eisenbahn bei einem Verkehre von täglich 4 Zügen nach jeder Richtung, also 8 Lokomotiven, jedes mit 150 Kubikfuß Wasser binnen 24 Stunden zu versehen.

Hieraus berechnet sich der Wasserbedarf per Stunde:

$$\frac{8 \times 150 \times 56.4}{24} = 2820 \text{ oder in runder Zahl } = 3000 \text{ Pfunde.}$$

2. Diese Wassermenge sei von der natürlichen Brunnentemperatur von circa 8° C auf 30° C zu erwärmen. Dies bedingt an Wärmemenge:

3000 (30—8) = 66 000 Wärmeeinheiten, wenn unter „Wärmeeinheit“ diejenige Menge Wärme verstanden wird, welche 1 Pfund Wasser um 1° C in der Temperatur erhöht.

3. Da 1 □' Kessel-Feuerfläche, bei ökonomischer Gebahrung mit dem Brennmaterial, per Stunde circa 1500 Wärme-Einheiten absorbiert, so sind zur Erreichung obigen Effectes erforderlich:

$$\frac{66000}{1500} = 44 \text{ Quadratfuß Feuerfläche.}$$

4. Die Menge des erforderlichen Brennmaterials hängt nicht bloß von dessen Qualität und von der zweckmäßigen Anordnung der ganzen Feuerungs-Anlage, sondern wesentlich noch von der Größe der Feuerfläche des Kessels ab, weshalb es besonders nützlich ist, diese nicht zu klein zu wählen. — Wird dieselbe nach dem oben gegebenen Verhältnisse berechnet, so wird mit Sicherheit

1 Pfd. lufttrockenes Holz circa 2600 Wärme-Einh. oder

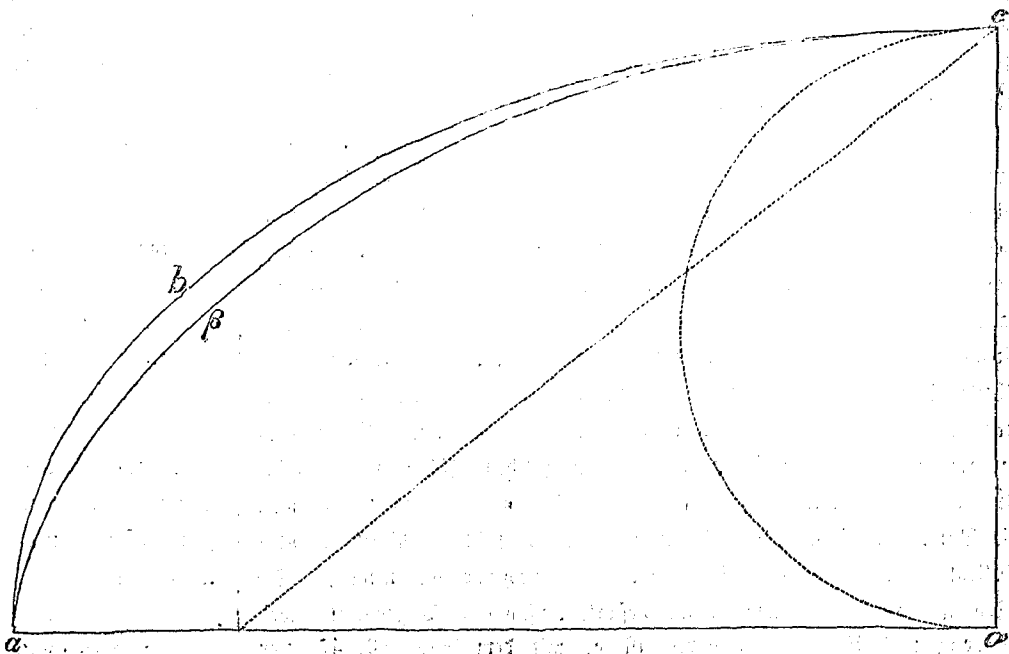
1 „ gute Braunkohle „ 3000 „

nutzbar machen. — Andere Gattungen von Brennstoffen werden, ihrer zu verschiedenen Heizkraft wegen, hier außer Betracht gelassen.

Unter diesen Voraussetzungen müssen für den vorliegenden Fall stündlich verbrannt werden:

$$\frac{66000}{2600} = 26 \text{ Pfund lufttrockenes Holz, oder}$$

$$\frac{66000}{3000} = 22 \text{ „ gute Braunkohle}$$



### 5. Größe des Rostes.

Zur Verbrennung von stündlich 1 Pfd. Holz oder Braunkohle sind bei kleineren Feuerungen 7□" Rostfläche erforderlich (bei größeren Feuerungen nur 6□"), also für den vorliegenden Zweck höchstens:  
 $26 \times 7 = 182 \text{ □"}$

wobei die freien Zwischenräume zwischen den Roststäben bei Holzfeuerung  $\frac{1}{4}$ , bei Kohlenfeuerung  $\frac{1}{3}$  der gesamten Rostfläche betragen sollen.

### 6. Dimensionen des Schornsteines.

Um einen gehörigen Luftzutritt zum Feuer (guten Zug) zu erzielen, ohne einen sehr hohen Schornstein zu erbauen, wie dies gewöhnlich als unerlässlich erachtet wird, sind folgende Punkte in Berücksichtigung zu ziehen:

a. Die Feuerkanäle vom Roste bis zum Schornsteine dürfen nicht zu enge gehalten, noch in unnötigen Windungen hin und her gezogen werden; dieselben sollen vielmehr nur in einem oder zwei Läufen die ganze Heizfläche des Kessels bestreichen und ihr Querschnitt soll im Anfange, vom Feuerherde ausgehend, die Hälfte und am Ende, nämlich bei der Einnündung in den Schornstein, mindestens  $\frac{1}{4}$  der ganzen Rostfläche betragen. Der Feuerkanal kann ohne Nachtheil auch in ziemlich gleicher Weite vom Anfange bis zum Ende geführt werden, jedoch ist es der ökonomischen Benützung der Wärme halber nützlich, die Einnündung in den Schornstein nicht an dem höchsten Punkte des Kanals, vielmehr an dem Boden desselben zu legen.

b. Eben so darf auch dem Schornsteine kein zu kleiner Querschnitt gegeben werden, indem die ziemlich allgemein verbreitete Meinung, enge Schornsteine bewirken einen guten Zug, sehr irrig ist. Durch enge Schornsteine wird zwar die abkühlende Fläche vermindert, dagegen, der im Verhältnisse zum Querschnitte bedeutend vergrößerten Reibungsfläche wegen, ein ansehnlich vermehrter Widerstand hervorgerufen. — Der Querschnitt des Schornsteines wird am zweckmäßigsten zu  $\frac{1}{3}$  der gesamten Rostfläche angenommen und ist nahe an der oberen Mündung auf  $\frac{1}{6}$  zu vermindern. Bei Erfüllung dieser Bedingungen ist eine Höhe des Schornsteines von 20 bis 30 Fuß über die Rosthöhe hinreichend. Sollte die Einnündung des Feuerkanals in den Schornstein tiefer liegen, als der Rost, so müßte dem Schornsteine für jeden Fuß Differenz noch 3' an Höhe hinzugefügt werden. — Die genaue Berechnung der Dimensionen der Schornsteine für größere Feuerungsanlagen muß einem eigenen Artikel vorbehalten bleiben, nur mag hier bemerkt werden, daß die Länge der Feuerkanäle einen wesentlichen Einfluß auf die dem Schornsteine zu gebende Höhe ausübt, aus welchem Grunde allein, abgesehen von polizeilichen Vorschriften, zur Beseitigung etwaigen Rauches für die benachbarten Umgebungen größere Feuerungen auch höhere Schornsteine bedingen.

### 7. Querschnitt der Cirkulations-Rohre für das Wasser.

Wird die Erwärmung mittelst Cirkulation des Wassers bewirkt, indem dasselbe von dem Boden des Reservoirs mittelst eines Rohres in den tiefer liegenden Wärmekessel, und aus diesem im erwärmten Zustande durch ein zweites Rohr in das Reservoir zurück geleitet wird, so müssen die Cirkulations-Rohre einen entsprechend großen Querschnitt erhalten; weil sonst, trotz der nöthigen Heizfläche des Kessels, die Erwärmung des Wassers in der festgesetzten Zeit nicht möglich wäre.

Die Druckhöhe, welche die Geschwindigkeit des Wassers in dem zweifachen Rohre bewirkt, ist offenbar abhängig von der Höhe dieser Rohre selbst und von dem Temperaturunterschiede zwischen der kalten und warmen Wassersäule, respective von der verschiedenen specifischen Schwere zwischen dem kalten und warmen Wasser. — Einer in Bernoulli's Wademecum enthaltenen Tabelle über die Ausdehnung des Wassers durch die Wärme zufolge nimmt eine Wassersäule von der

Länge = 1 bei 8° Temperatur, durch Erwärmung bis auf 30°, die Länge 1.0063 an.

Liegt nun der Mittelpunkt des Wärmekessels um die Höhe  $h$  unter dem Boden des Reservoirs, so ist die die Geschwindigkeit des Wassers in dem Cirkulationsrohre bewirkende Druckhöhe

$$h' = h (1.0063 - 1) = 0.0063 h$$

und die Geschwindigkeit des Wassers, ohne Rücksicht auf die Reibungswiderstände, wäre nach der Formel:

$$v = \sqrt{2 g h'}$$

zu berechnen. — Hiernach würde der Querschnitt der Rohre einfach gefunden, wenn man die per Sekunde erforderliche Wassermenge durch die Geschwindigkeit dividirte.

Nachdem jedoch der Reibungswiderstand des Wassers in den Cirkulations-Rohren sehr bedeutend ist, so ist obige Formel für die Berechnung der Geschwindigkeit nicht brauchbar. Man muß daher den Durchmesser der Rohre mit Hilfe der folgenden Formel auf dem Näherungswege berechnen:

$$h' = \frac{v^2}{2g} + \frac{4 A l}{d} (v^2 + B v) \dots \dots \dots 1)$$

in welcher  $h'$  die wirksame Druckhöhe,  $l$  die gesamte Länge der Rohrenleitung bedeutet und die konstanten Koeffizienten  $A$  und  $B$  bei Anwendung österreichischer Maße folgende Werthe haben:

$$A = 0.00010827; B = 0.174$$

Man nimmt nun einen beliebigen Durchmesser  $d$  an und berechnet aus diesem und aus der per Sekunde erforderlichen Wassermenge  $m$  nach der Formel

$$v = \frac{m}{\frac{1}{4} d^2 \pi} \dots \dots \dots 2)$$

die Geschwindigkeit, substituirt diese Werthe für  $d$  und  $v$  in die Gleichung 1) und sieht zu, ob man für  $h'$  einen Werth erhält, welcher der wirklich vorhandenen wirksamen Druckhöhe entspricht. Ergibt sich für  $h'$  ein zu kleiner Werth, so ist  $d$  kleiner anzunehmen und umgekehrt.

Diese Rechnung soll nun für das vorliegende Beispiel durchgeführt werden.

Es sei  $h=10'$ , folglich  $h'=0.063$ ; die ganze Länge der beiden Cirkulations-Rohre sammt dem Kessel, der gewöhnlich in einem nach abwärts geneigten Cylinder von 1 bis 2' Durchmesser besteht,  $l=30'$ ; die Wassermasse per Sekunde  $m = \frac{8 \times 150}{24 \times 3600} = 0.014$  Kubikfuß und es werde der Durchmesser  $d$  nach einander  $= 0.4, 0.3, 0.2'$  und  $0.15'$  angenommen, so findet sich mit Hilfe der Formel 1):

$$\text{I. für } d=0.4, v = \frac{0.014}{\frac{1}{4} \times 0.4^2 \times 3.14} = 0.1115 \text{ und}$$

$$h' = \frac{0.1115^2}{2 \times 31} + \frac{4 \times 0.00010827 \times 30}{0.4} (0.1115^2 + 0.174 \times 0.1115) = 0.001235, \text{ also zu klein, eben so}$$

$$\text{II. für } d=0.3, v=0.2, h'=0.003884 \text{ und}$$

$$\text{III. für } d=0.2, v=0.48, h'=0.024108 \text{ zu klein, aber}$$

$$\text{IV. für } d=0.15, v=0.8, h'=0.0778 \text{ zu groß, also}$$

liegt mithin der Werth für den Durchmesser  $d$  zwischen 0.2 und 0.15'; nachdem jedoch in obiger Formel der Einfluß der Krümmungen der Rohrenleitung nicht berücksichtigt wurde, der übrigens nicht groß ist, so wird man vollkommen sicher gehen, wenn man  $d=0.2'$  oder 2.5 Zoll im Dichten macht.

8. Wollte man das Wasser, anstatt im Cirkulationswege, durch direkt einströmenden Dampf erwärmen, wogegen in ökonomischer Beziehung gar kein Bedenken erhoben werden kann, so würde die oben sub 3) berechnete Heizfläche von 44 Quadratfuß für einen Dampfkessel ebenfalls ausreichen. — Wollte man den Dampfkessel gleichzeitig zum Betriebe einer Dampfmaschine, um das Wasser aus dem Brunnen in das Reservoir zu heben, verwenden, was zur Ersparung vortheilhafter Handarbeit stets rathsam ist, so wäre eine Vergrößerung der Heizfläche erforderlich, welche zum Schlusse dieser Betrachtung noch berechnet werden soll.



Um das in obigem Beispiele angenommene Wasserquantum von 3000 Pfd. per Stunde, oder 50 Pfd. per Minute aus dem Brunnen in das Reservoir, z. B. 50' hoch zu heben, ist eine theoretische Arbeitsleistung von:

$$50 \times 50 = 2500 \text{ Fußpfunden} = \frac{1}{10} \text{ Pferdekraft erforderlich.}$$

Da der Nutzeffekt einer Dampfmaschine zu circa 50% und derjenige eines Pumpwerkes nur zu 40% angenommen werden kann, so wäre eine Dampfmaschine von  $\frac{1}{2}$  Pferdekraft erforderlich, welche circa 10 Quadratfuß Heizfläche bedingt.

Da jedoch der abgehende Dampf der Maschine ebenfalls zum Vorwärmen des Wassers mittelst direkter Einströmung verwendet werden kann, so genügt es, wenn die Hälfte der hier berechneten Heizfläche zu der ursprünglich bestimmten hinzugefügt wird.

Der Dampfkessel bekommt sonach im Ganzen:

$$44 + \frac{10}{2} = 49 \square' \text{ Heizfläche.}$$

Der gesammte Holzverbrauch per Stunde wird höchstens 32 Pfd. betragen. Der Koft hierzu müßte  $32 \times 7 = 224 \square''$  Fläche und der Schornstein  $\frac{224}{3} = 75 \square''$  Querschnitt erhalten, welcher Letztere an der oberen Mündung auf  $37 \square''$  zusammen zu ziehen wäre.

Bezüglich der Dampfleitungsrohre vom Kessel, so wie von der Dampfmaschine in das Reservoir muß noch bemerkt werden, daß durch Ventile der Rücktritt des Wassers aus dem Reservoir in den Kessel und die Maschine verhindert werden muß, und daß im Reservoir selbst an dessen Boden horizontale, durchlöchernte Rohre anzubringen wären, in welche der Dampf vom Kessel und von der Maschine abgefordert einströmt.

Endlich darf nicht unerwähnt gelassen werden, daß eine zweckmäßige Verwahrung der Reservoirs gegen die Abkühlung, sowohl an den Seitenwänden, so wie auch von Unten und von Oben bei den obigen Berechnungen vorausgesetzt wurde. Würde man diese nöthige Vorsicht unterlassen, so müßte natürlich ein größerer Aufwand an Brennmaterial und ein größerer Wärmeapparat angenommen werden.

Die hier in 7 gegebene Rechnung ist, was wohl ohne Erläuterung hervortritt, durchgeführt unter der Voraussetzung

1. einer unveränderten Temperatur des Wassers, im Abfallsrohre von 8° und im Steigrohre von 30°, oder doch unter der Voraussetzung einer beständigen Temperaturdifferenz von 22 Grad; so wie weiters

2. einer dem Reservoir in jeder Sekunde beständig zugehenden, aus dem 24stündigen Bedarfe berechneten Wassermenge, die auch auf gleiche Art durch die Kommunikationsrohre zwischen Reservoir und Erwärmungsapparat zum Behufe der Erwärmung durchfließen soll; also durchgeführt unter sehr beschränkten Bedingungen, die nothwendig die Absicht zeigen, im Resultate das Minimum der Abmessungen kennen zu lernen.

Da nun in der Ausübung weder die erste Bedingung konstant und in diese Grenze eingengt bleibt, noch die zweite an sich, und insbesondere diese bestimmte Durchflußmenge in den Kommunikationsrohren, nothwendig, sondern es vielmehr für die Erwärmung vortheilhafter ist, wenn in gleicher Zeit und selbst bei geringeren Geschwindigkeitshöhen größere Wassermengen durch die Rohre getrieben werden können; so wird jeder Konstrukteur sich wohl mit Recht zu hüten haben, kleinere als die berechneten Oeffnungen der Rohre anzuwenden, unbenommen bleibt es ihm aber, ihre lichte Oeffnung größer und, mit Vermeidung jeder Uebertreibung, je größer desto besser anzunehmen; was um so leichter geschehen kann, als die Kostendifferenz zwischen engern und weitem Rohren bei den gewöhnlichen nur unbedeutenden Längen gegen die ganzen Anlagskosten einer Wasserstation nur unerheblich sind; weitere Rohre aber die entstehende Geschwindigkeitshöhe nicht vermindern, der Bewegung aber viel geringere Hindernisse entgegensetzen und die bei aller Verwahrung dennoch unvermeidliche Abkühlung herabsetzen.

## Inserate.



## Rheinische Eisenbahn.

Nach der noch im Laufe dieses Jahres bevorstehenden Einstellung des Seilbetriebes auf der geneigten Ebene bei Nachen werden die zu diesem Dienste bisher benutzten beiden stehenden Dampf-Maschinen auf Station Ronheide entbehrlich und beabsichtigen wir deren Verkauf an den Meistbietenden.

Diese Maschinen sind auf der guten Hoffnungshütte gebaut, bestehen aus zwei vollständigen, unter sich aber gekuppelten Balancier-Maschinen von je 100 Pferdekraft nebst 6 vollständig montirten Kesseln mit je 3 Siedern. Von den Kesseln sind 3 bis 4 zusammen zur Erzeugung der für beide Maschinen nöthigen Dämpfe genügend. Der Kolbenhub ist 8 Fuß; die Cylinder haben  $3\frac{1}{2}$ , das große, zugleich als Schwungrad dienende Seilrad 23 Fuß engl. Durchmesser.

Die Maschinen können mit Condensation oder mit Hochdruck arbeiten, in beiden Fällen mit Expansion.

Maschinen und Kessel befinden sich in gutem brauchbaren Stande und sind entweder zu einem ähnlichen Betriebe (wozu dann sämtliche Seilräder und Rollen mit abgelassen werden können), oder zur Förderung, zum Treiben von Gebläsen und sonstigen Zwecken gut zu verwenden. Sie sind bis Ende Oktober d. J. noch im Gebrauche, vom Anfang November aber zum Abbruch bereit und können bis dahin jederzeit befristet werden. Auch werden auf frankirte Gesuche und gegen Erstattung der Kosten Zeichnungen der Durchschnitte und Grundrisse abgegeben.

Gefällige Offerte wolle man an die Unterzeichnete richten.

Köln, den 4. Mai 1854.

Die Direktion  
der Rheinischen Eisenbahn-Gesellschaft.

Im Verlage von Friedrich Vieweg und Sohn in Braunschweig ist erschienen und bei Karl Gerold & Sohn, Stephansplatz Nr. 625 zu haben:

## Konstruktionslehre für den Maschinenbau.

Von

C. L. Moll und F. Neuleaux,

Civil-Ingenieuren.

In zwei Bänden. Jeder Band mit einem Atlas von 35 Tafeln in Imperial-Format und mit zahlreichen in den Text eingedruckten Holzschnitten gr. 8. Fein Velinapap. geh.

Erschienen ist: Erste Lieferung des Textes mit der entsprechenden ersten Lieferung des Atlases. Preis 7 fl. 20 fr.

Der erste Band wird in drei Lieferungen von etwa gleichem Umfange erscheinen. Der Inhalt der ersten Lieferung (mit 10 Tafeln) besteht in Folgendem: Erster Abschnitt: Festigkeit der Materialien; zweiter Abschnitt: Einleitung in die Konstruktionslehre für den Maschinenbau; dritter Abschnitt: Konstruktion der Maschinentheile, und zwar enthält aus diesem die erste Lieferung: Seile, Ketten, Schrauben, Riethen, Zapfen, Achsen, Kuppelungen und Lager. Die zweite Lieferung (mit 10 Tafeln) wird den Schluß des dritten Abschnittes, die übrigen Maschinentheile enthalten, als Rollen, Räder, Lagerstühle, Hebel, Kurbeln, Balanciers, Schubstangen, Stopfbüchsen, Kolben, Nöhren und deren Verbindungen. Die dritte Lieferung endlich (mit 15 Tafeln) wird den vierten Abschnitt bringen, welcher die einfachen Maschinen, als Winde, Krahn, Zweifuß und Presse umfaßt.

Die zweite und dritte Lieferung des ersten Bandes erscheinen im Laufe dieses Jahres.

Der Preis der ersten Lieferung des Textes mit der entsprechenden ersten Lieferung des Atlases ist 7 fl. 20 fr.

Der zweite Band wird die Konstruktion zusammengesetzterer Maschinen, namentlich der Kraftmaschinen, der Wasserräder, Turbinen und Dampfmaschinen, ausführlich behandeln.

Verantwortlicher Redakteur: Eduard Schmidl. — In Kommission der Carl Gerold'schen Buchhandlung, innere Stadt Nr. 625.

Druck von Carl Gerold und Sohn.

Anmerkung. Der heutigen Nummer liegt bei: 1. Ein Prospektus über „Konstruktionslehre für den Maschinenbau von C. L. Moll und F. Neuleaux“. 2. Ein Prospektus von dem „Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens von E. Senfing v. Waldegg“ u. s. w.



# SEMMERING-TENDER-LOCOMOTIVE.

SYST. ~~ENG~~ ENGERTH.

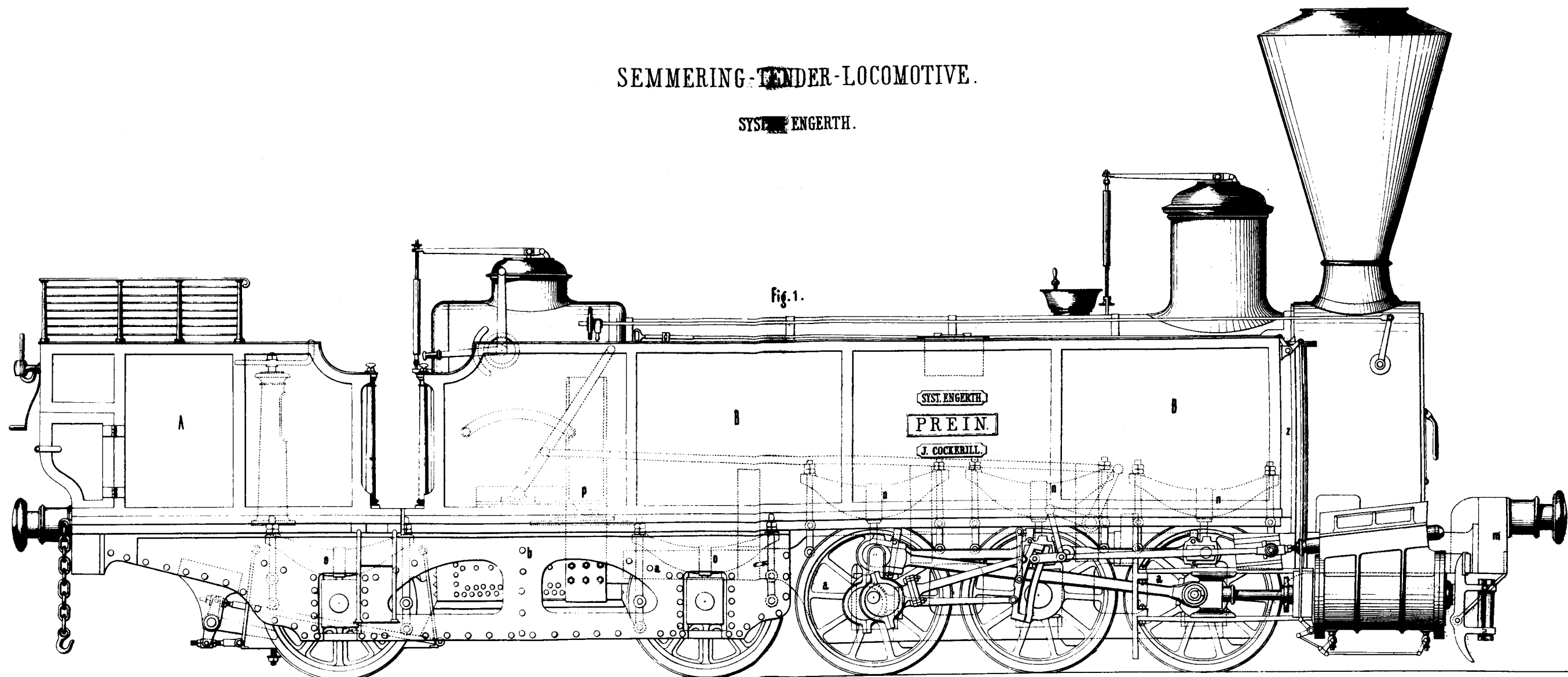
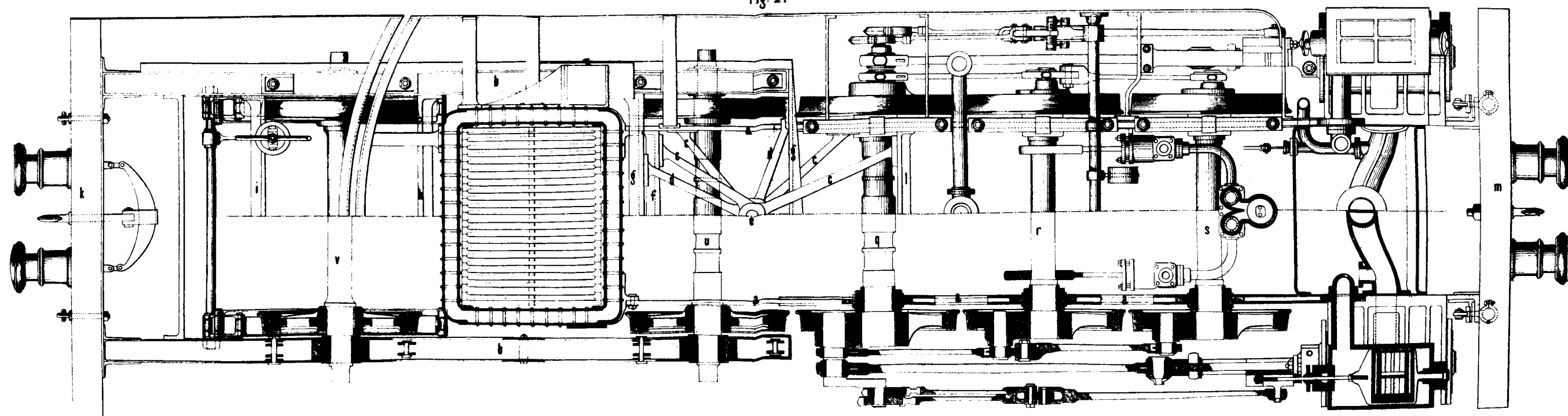


Fig. 2.



12 9 8 3 0 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 W. Fuss.  
 $\frac{1}{32}$  der wirkl. Grösse.

# SEMMERING-TENDER-LOCOMOTIVE.

SYSTEM GERTH.

Fig. 3.

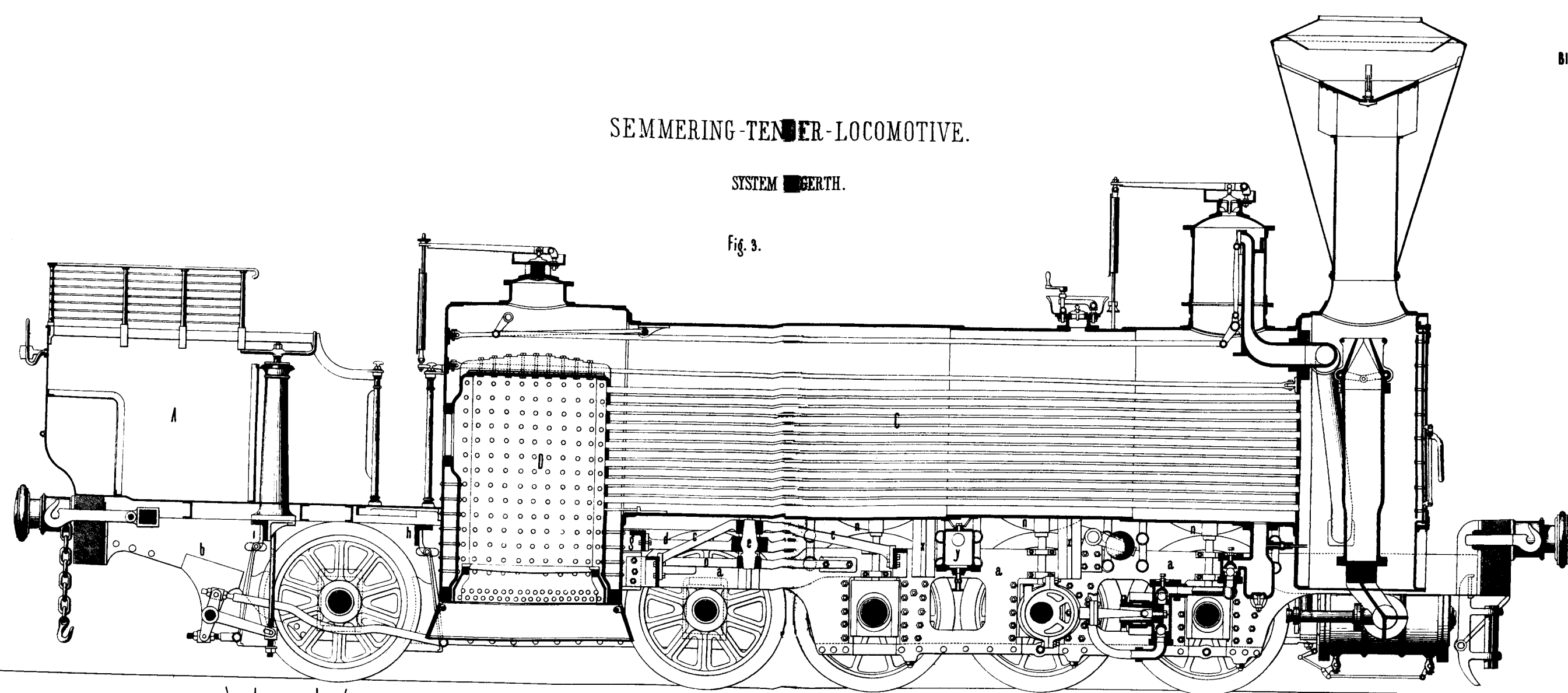


Fig. 4.

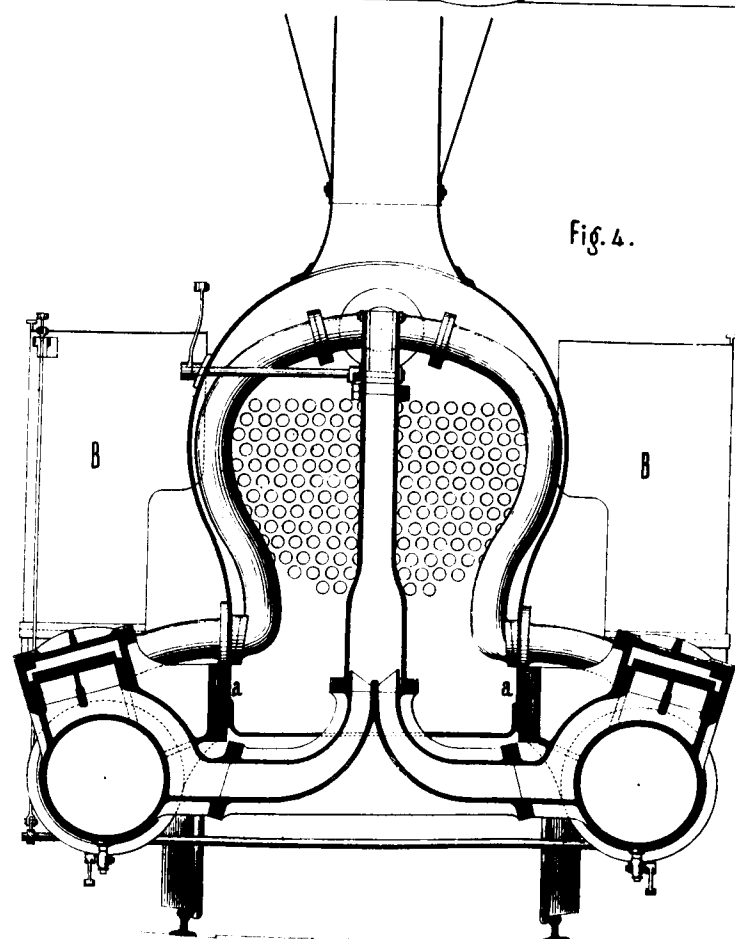


Fig. 5.

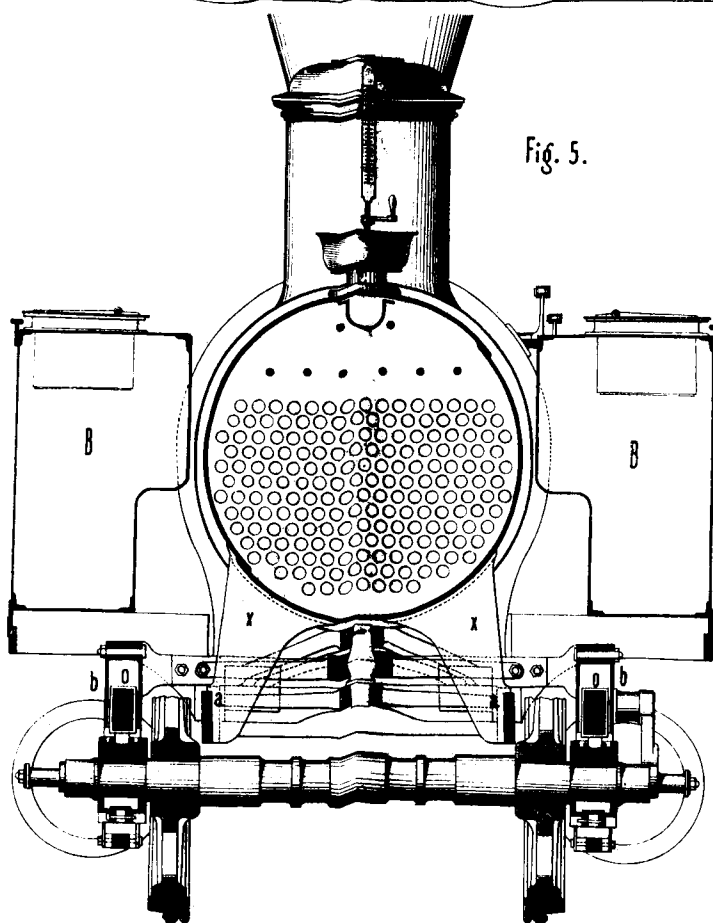
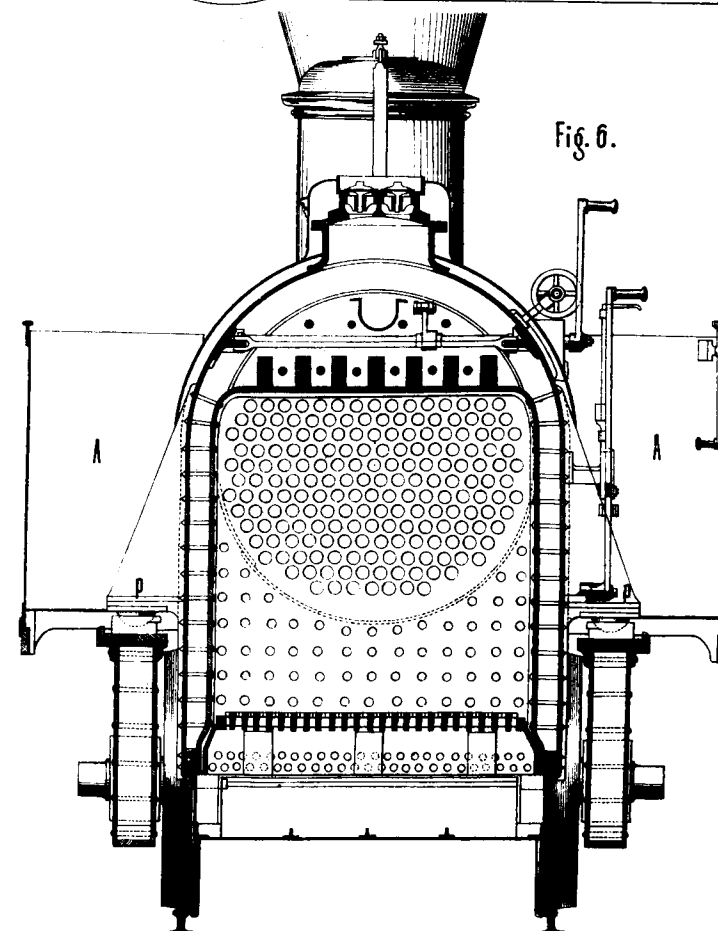


Fig. 6.



12 9 5 3 0 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 W. Fuss.

# DETAILLE ZUR SEMMERING-TENDER-LOCOMOTIVE.

SYSTEM ENGERTH.

Fig. 1.

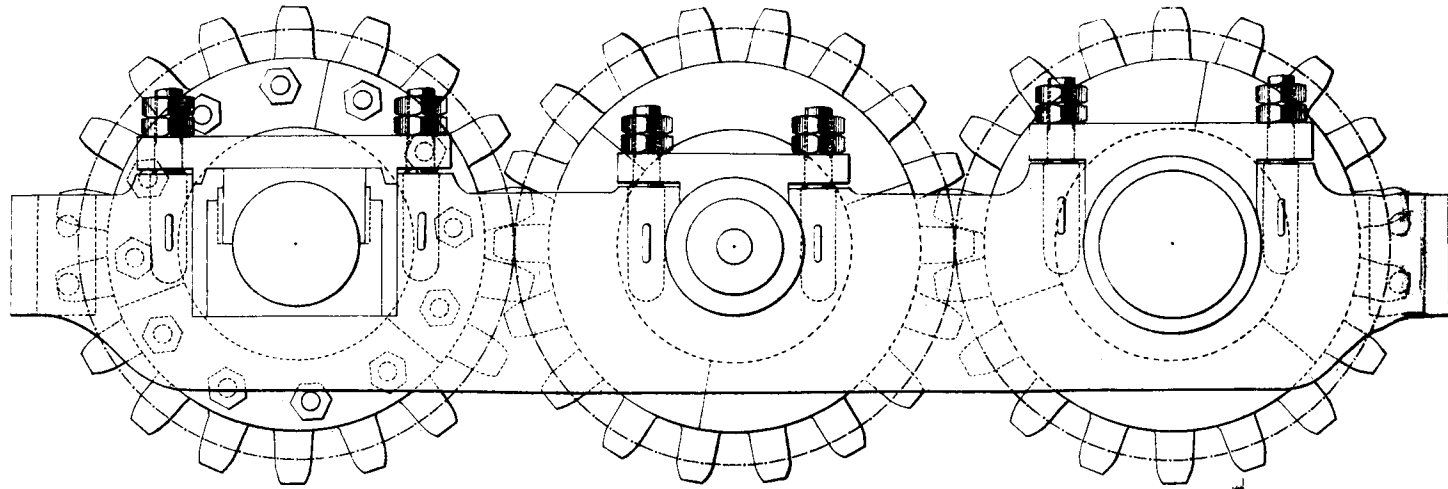


Fig. 2.

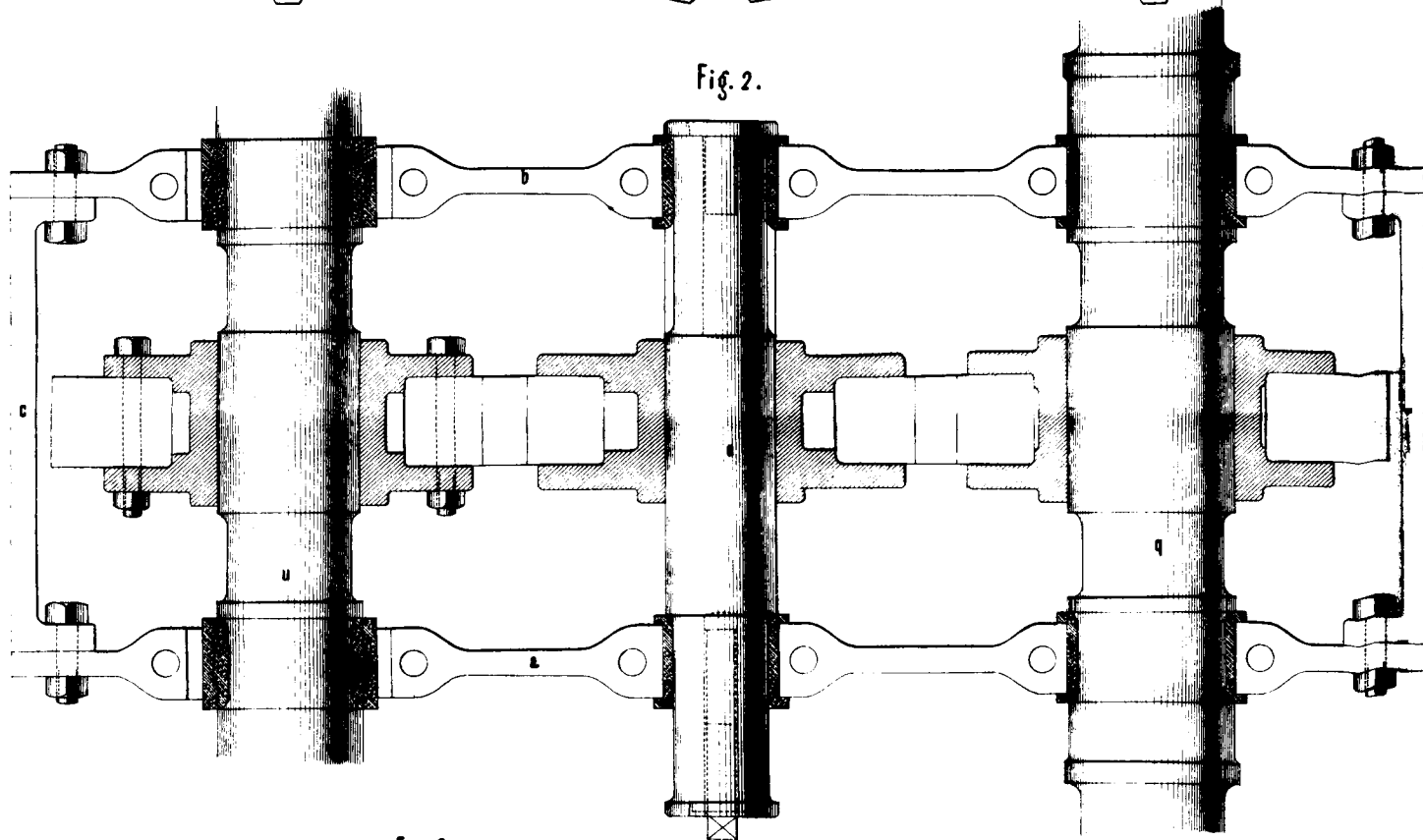


Fig. 3.

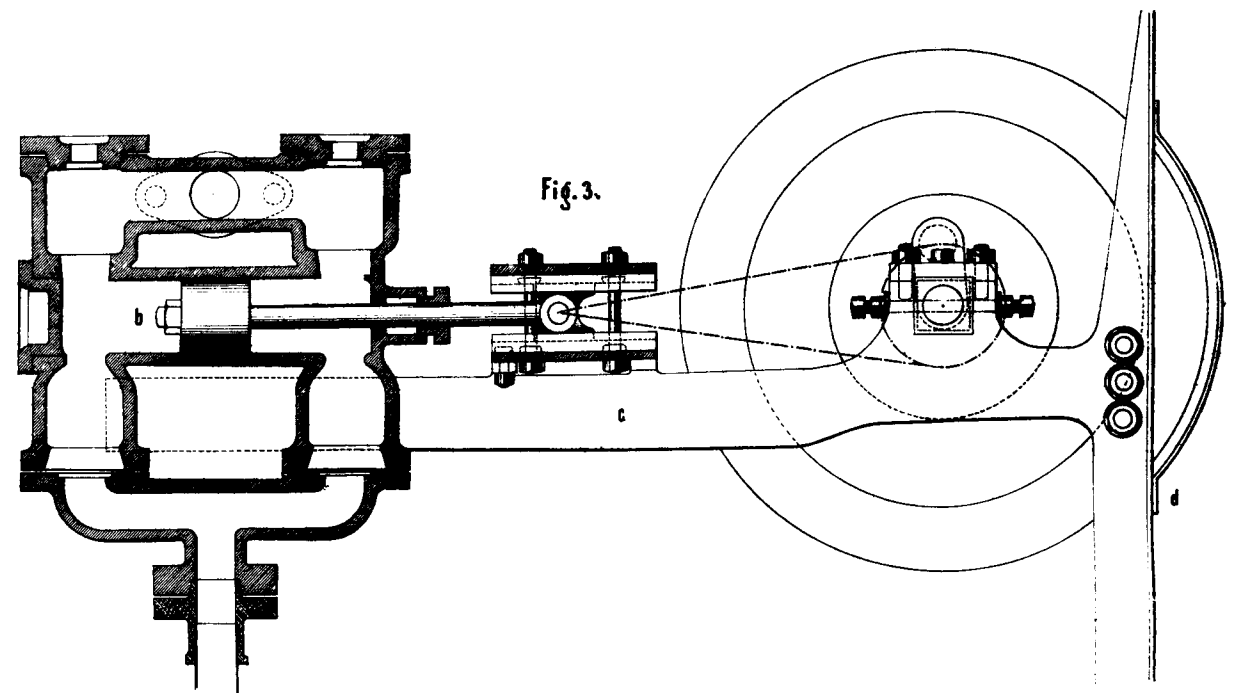


Fig. 4.

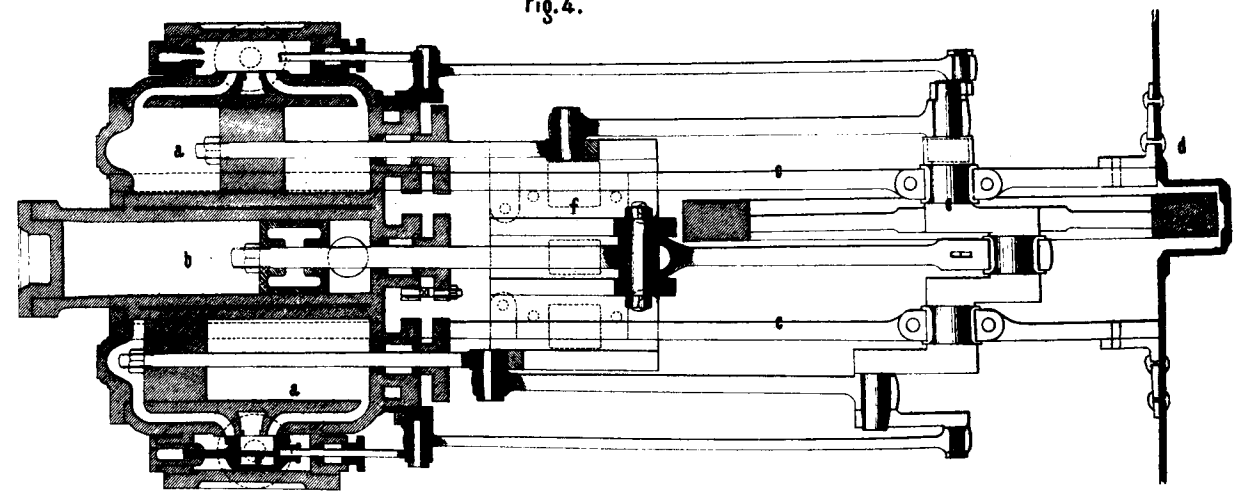


Fig. 5.

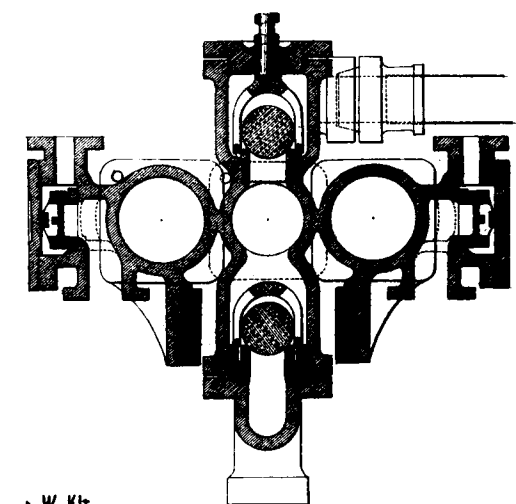


Fig. 6.

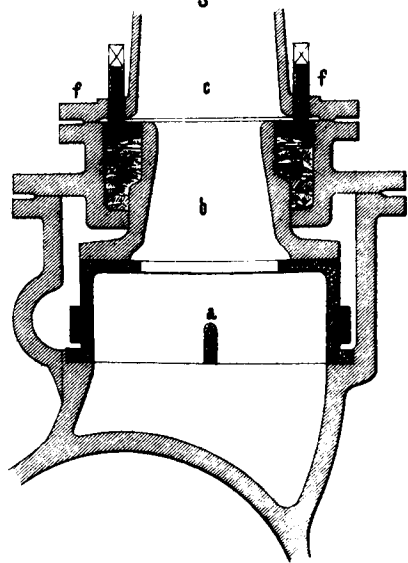
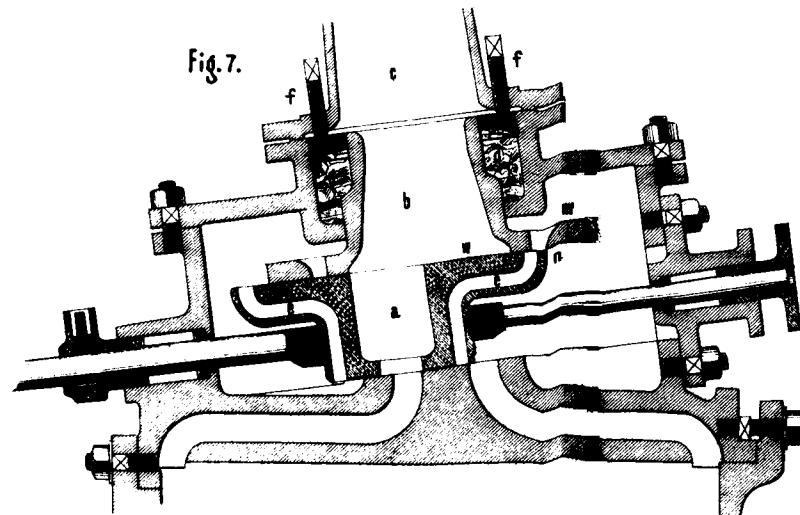


Fig. 7.



12 11 10 9 8 7 6 5 4 3 2 1  
1 2 3 4 W. Klt.  
10 der wirt. Grösse.

H. Klt. sc.  
Druck von H. Klt. in Wien.

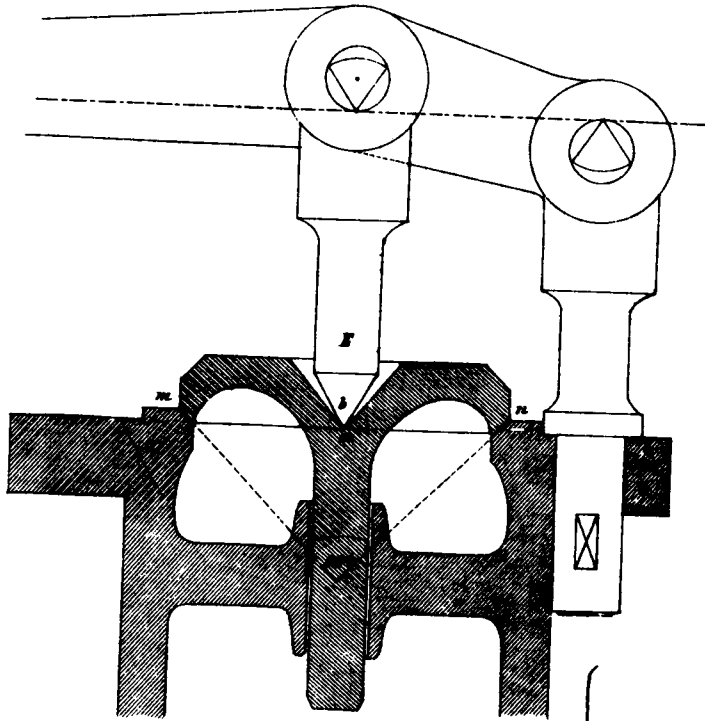


Fig. II.

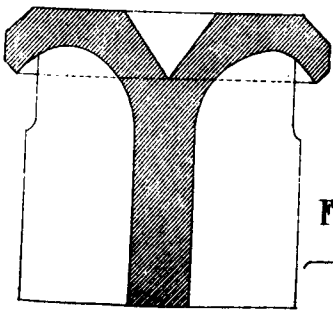
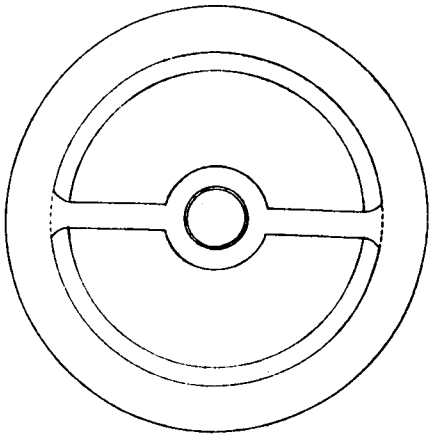


Fig. III.

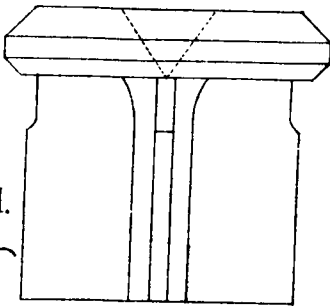


Fig. IV.

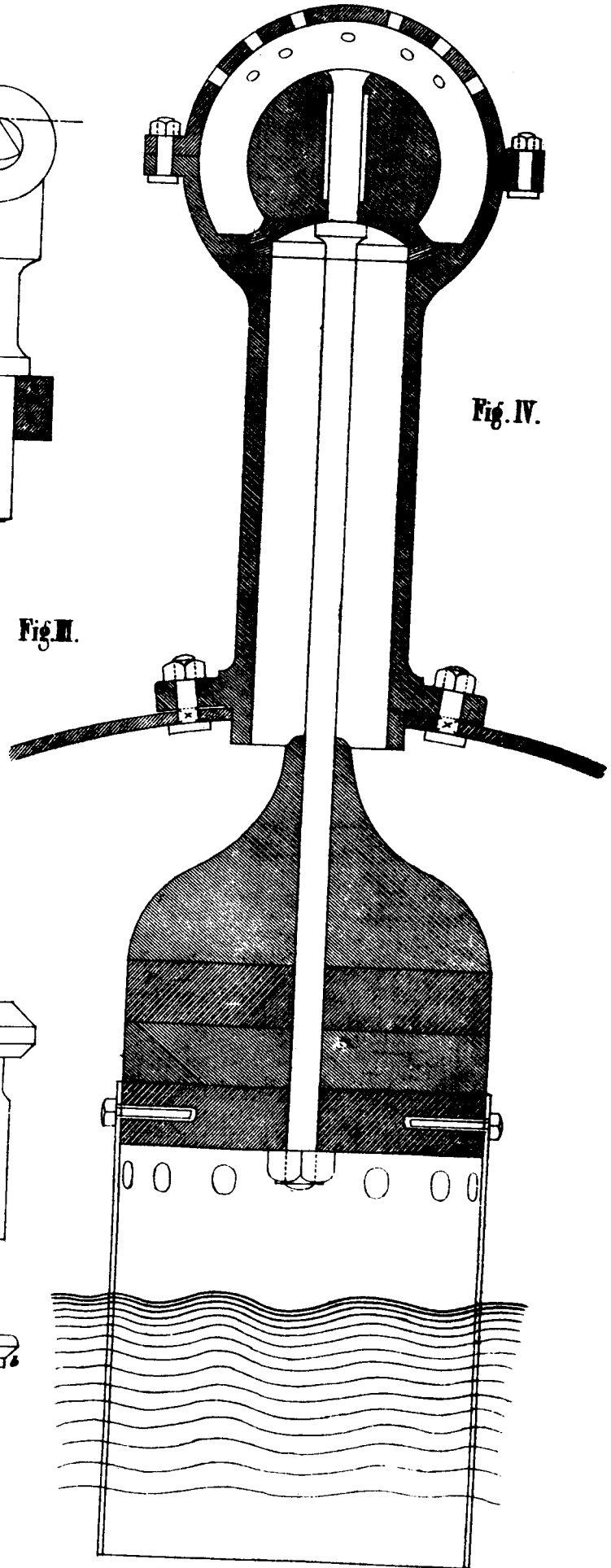
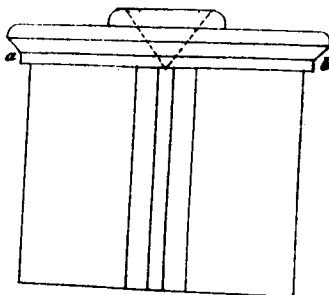
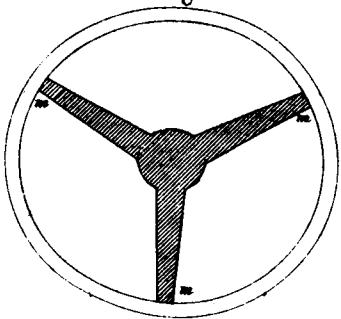


Fig. VII.